

Paulo Victor Ribeiro Martins

**ANÁLISE DO FLUXO DE ENERGIA VIBRATÓRIA PARA A
CARCAÇA DE UM COMPRESSOR HERMÉTICO ATRAVÉS
DO TUBO DE DESCARGA DE MATERIAL POLIMÉRICO**

Dissertação submetida ao Programa de
Pós-Graduação em Engenharia
Mecânica para a obtenção do Grau de
Mestre em Engenharia Mecânica.
Orientador: Prof. Arcanjo Lenzi, Ph.D.

Florianópolis
2013

Ficha de identificação da obra elaborada pelo autor,
através do Programa de Geração Automática da Biblioteca Universitária
da UFSC.

Martins, Paulo Victor

Análise do fluxo de energia vibratória para a carcaça de um compressor hermético através do tubo de descarga de material polimérico. / Paulo Victor Martins ; orientador, Arcanjo Lenzi - Florianópolis, SC, 2013.

120 p.

Dissertação (mestrado) - Universidade Federal de Santa Catarina, Centro Tecnológico. Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica.

Inclui referências

1. Engenharia Mecânica. 2. Compressores herméticos. 3. Vibração de vigas. 4. Fluxo de energia vibratória. 5. Pressurização. I. Lenzi, Arcanjo. II. Universidade Federal de Santa Catarina. Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica. III. Título.

Paulo Victor Ribeiro Martins

**ANÁLISE DO FLUXO DE ENERGIA VIBRATÓRIA PARA A
CARÇA DE UM COMPRESSOR HERMÉTICO ATRAVÉS
DO TUBO DE DESCARGA DE MATERIAL POLIMÉRICO**

Esta Dissertação foi julgada aprovada para a obtenção do Título de “Mestre em Engenharia Mecânica”, e aprovada em sua forma final pelo Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica.

Florianópolis, 29 de maio de 2013.

Júlio César Passos, Dr.
Coordenador do Curso

Banca Examinadora:

Prof. Arcanjo Lenzi, Ph.D.
Orientador e Presidente

Prof. Roberto Jordan, Dr. Eng.
Membro 1

Prof. Clovis Sperb de Barcelos, Ph.D.
Membro 2

Prof. Guilherme Mariz de Oliveira Barra, Dr. Eng.
Membro 3

Dedico esta dissertação à minha família, principalmente a meus pais, por todo o apoio; aos meus irmãos pelo incentivo; e à minha avó, pela inspiração.

AGRADECIMENTOS

Agradeço primeiramente a Deus, pela força e foco.

Aos meus mestres, professores que, com tanto empenho, me transmitiram seu conhecimento; sem estes, esta dissertação não seria possível. Em especial ao professor Arcanjo Lenzi, pelo voto de confiança quando precisei.

Também aos meus colegas, amigos do LVA, pelo auxílio, estando sempre prestativos a esclarecer minhas dúvidas e também pelos momentos de descontração, tão necessários para relaxar a mente nos dias de trabalho.

A meus pais, guerreiros, batalhadores, meu porto-seguro; sem seu apoio eu não poderia estar aqui, me dedicando à mais esta etapa da minha vida. Deixarei uma frase que resume o que eu vivenciei: "Não deixam você ser pai/mãe, se não souber resolver tudo."; pois quando mais me vi encurralado, sem saída, eles me apresentaram soluções, e fizeram acontecer. Obrigado!

A meus irmãos, por todo o apoio emocional! Ouvir ao telefone que eu dava muito orgulho, sempre foi uma injeção de ânimo inexplicável, ânimo este imprescindível para continuar caminhando em frente.

A minha namorada, pelo carinho e compreensão; pelo incentivo e apoio emocional também. Por estar sempre ao meu lado nas horas boas e ruins e por me dar forças para perseverar neste caminho.

Aos meus amigos de minha cidade natal, que tanto me apoiaram, agradeço de coração, também.

Enfim, a todos os que estiveram presentes comigo nesta caminhada, estendendo a mão amiga sempre que necessitei, me assistindo até o momento presente, muito obrigado a todos!

A mente que se abre a uma nova idéia, jamais
voltará ao seu tamanho original.

(Albert Einstein)

RESUMO

Este trabalho tem como objetivo a análise do fluxo de energia vibratória através de um tubo de polímero para uma carcaça típica de compressor hermético. Um material polimérico resistente à temperatura e à pressão de trabalho foi caracterizado, obtendo-se as propriedades mecânicas em função da frequência e da temperatura. Um modelo analítico de viga Timoshenko foi considerado na representação das vibrações em um tubo reto submetido a uma força axial, proporcionada pela pressão interna. Um modelo numérico em Elementos Finitos foi também desenvolvido para a análise dos efeitos da pressão interna e de curvaturas. Por fim, um comparativo foi realizado, referente ao fluxo de energia, com um tubo metálico convencional usado em compressores herméticos.

Palavras-chave: compressores herméticos; vibração de vigas; fluxo de energia vibratória.

ABSTRACT

This work's objective is to analyze the vibratory power flow through a polymer tube to a typical compressor housing. Working temperature and pressure resistant polymer material was characterized, obtaining its mechanical properties with respect to temperature and frequency variation. Analytical Timoshenko's beam model was considered in the representation of a straight tube submitted to an axial force, provided by internal pressure. It was also developed a numerical finite elements model to the internal pressure and curvature effects analysis. Lastly, one comparative power flow analysis between a conventional metallic tube and a polymer tube was performed.

Keywords: hermetic compressor; beam vibration; vibratory power flow.

LISTA DE FIGURAS

Figura 2.1 – Tipos de estruturas poliméricas. a) linear, b) ramificada, c) ligações cruzadas e d) em rede.....	31
Figura 2.2 - Configuração do experimento	37
Figura 3.1 - Forças atuando num elemento de viga segundo a teoria de Euler-Bernoulli.	39
Figura 3.2 - Viga na condição Engastada-Livre.....	41
Figura 3.3 - Viga Simplesmente Apoiada com Carga Axial.....	44
Figura 3.4 - Elemento PIPE288 (12).....	46
Figura 3.5 - Elemento SHELL181 (12).....	47
Figura 3.6 - Elemento MATRIX50 (12).	48
Figura 3.7 - Fluxograma para obter uma CMS.	49
Figura 3.8 - Passos para uso do Super-Elemento.	50
Figura 3.9 –Modelo de uma Carcaça de um Compressor Hermético Típico usando elemento tipo Casca.	51
Figura 3.10 - Respostas em Frequência de um mesmo Ponto de Interface colhidas de Análises com Malha Completa e Malha Sub-Estruturada. Representa Deslocamento no Eixo x por Força Aplicada.	51
Figura 4.1 - FRF típica de uma Viga Engastada-Livre.	55
Figura 4.2 - Frequências naturais obtidas por modelos analíticos (vigas Euler e Timoshenko) e diferenças entre elas.....	56
Figura 4.3 – Diferença da Figura 4.2 em escala maior para análise da diferença entre as duas formulações em modos de alta ordem.	57
Figura 4.4 – Detalhe até o 8º Modo das Frequências Naturais obtidas por Modelos Analíticos (vigas Euler e Timoshenko) e Diferenças de Euler e Timoshenko (considerando apenas inércia rotatória), para Timoshenko com inércia e cisalhamento.	58
Figura 4.5 - Malha composta de elementos PIPE288	59
Figura 4.6 - Malha composta de elementos SHELL181	59
Figura 4.7 – Frequências naturais obtidas por modelos numéricos utilizando três funções de forma de elementos tipo PIPE e elemento tipo SHELL, e diferença das três formas de PIPE em relação ao SHELL calculada a partir da Equação (4.4).	60
Figura 4.8 – Frequências naturais obtidas pelas formulações analíticas de Euler-Bernoulli e Timoshenko, e pelo MEF usando SHELL. Respectivas diferenças dos modelos analíticos vs. numérico.	61
Figura 4.9 - Amostras e detalhe da fixação ao excitador de vibração... ..	62
Figura 4.10 - Experimento para medição das FRFs dos corpos de prova	63

Figura 4.11 - Resposta em frequência, fator de perda η por banda de meia potência e módulo E ajustados por modelo Timoshenko - Tubo 86,65 mm, a 20°C.....	65
Figura 4.12 – Resposta em frequência, fator de perda η por banda de meia potência e módulo E ajustados por modelo Timoshenko - Tubo 139,51 mm, a 20°C.....	66
Figura 4.13 - Módulos de elasticidade ajustados modo-a-modo utilizando formulação analítica de vigas Timoshenko. Tubo 139,51 mm por “O”, tubo 86,65 mm por “V”.....	67
Figura 4.14 - Fatores de perda η calculados a partir da banda de meia potência para tubo maior (139,51 mm “O”) e menor (86,65 mm “V”).	67
Figura 4.15 - Ajuste manual do módulo de elasticidade e do fator de perda η do tubo menor (86,65 mm) ($E = 0,675$ GPa e $\eta = 0,027$).	68
Figura 4.16 - Ajuste manual do módulo de elasticidade e fator de perda η do tubo maior (139,51 mm) ($E = 0,72$ GPa e $\eta = 0,023$).	68
Figura 4.17 - Montagem do Experimento para Obter Propriedades com Variação de Temperatura	69
Figura 4.18 - Variação da média dos módulos de elasticidade E com a temperatura.....	70
Figura 4.19 - Nomograma de frequência reduzida das propriedades mecânicas do Politetrafluoretileno mostrando variação do módulo de elasticidade E e do fator de perda η com a temperatura e frequência. ..	72
Figura 5.1 – Ilustração representando o conceito da força axial efetiva, que parte do princípio da subdivisão de uma pressão hidrostática em duas componentes.	74
Figura 5.2 - Malha utilizada nas simulações numéricas para analisar efeito de pressurização nos modos de flexão.	75
Figura 5.3 – Frequências naturais dos respectivos modos de flexão do tubo sem pressurização, para modelos de viga Timoshenko e numérico.	76
Figura 5.4 - Diferença entre as frequências naturais calculadas pelo modelo de viga Timoshenko e pelo modelo numérico, sem pressurização.	76
Figura 5.5 – Frequências naturais obtidas modo-a-modo dos três modelos (Timoshenko com esforço axial, numérico com pressão interna e numérico com força axial) com pressão interna de 15bar	77
Figura 5.6 – Diferenças entre os modelos da viga Timoshenko com força axial, Numérico com pressão hidrostática e Numérico com força axial, considerando 15bar de pressão Interna.....	78

Figura 5.7 - Frequências naturais obtidas modo-a-modo dos três modelos (vigas Timoshenko com força axial, numérico com pressão interna e numérico com força axial) com pressão interna de 30bar	79
Figura 5.8 - Diferenças entre os modelos da viga Timoshenko com força axial, Numérico com pressão hidrostática e Numérico com força axial, considerando 30bar de pressão interna	80
Figura 5.9 - Frequências naturais obtidas modo-a-modo dos três modelos (vigas Timoshenko com força axial, numérico com pressão hidrostática e numérico com força axial) sofrendo uma pressão externa de 15bar.....	81
Figura 5.10 - Diferenças entre os modelos da viga Timoshenko com força axial, numérico com pressão hidrostática e numérico com força axial, considerando 15bar de pressão externa	81
Figura 5.11 - Frequências naturais obtidas por três modelos: vigas Timoshenko com força axial, numérico com pressão hidrostática e numérico com força axial. Pressão externa de 30bar.	82
Figura 5.12 - Diferenças entre os modelos da viga Timoshenko com força axial, numérico com pressão hidrostática e numérico com força axial, considerando 30bar de pressão externa.	82
Figura 6.1 – Malha típica de um tubo com 60° de curvatura, raio de 30 mm e comprimento total de 200 mm. Forças aplicadas em x, y e z representadas em azul e acoplamento com o super-elemento representado em verde.	86
Figura 6.2 - Fluxo de potência com variação de curvatura, amplitudes em dB representadas em cores. 13 bar de pressão interna.	87
Figura 6.3 - Fluxo de potência vibratória total do tubo reto de 20 cm para a carcaça, sem pressão.....	89
Figura 6.4 - Fluxos de potência vibratória do tubo reto de 20 cm vs. tubo com curvatura de 45°, ambos sem pressão.....	89
Figura 6.5 –Fluxos de potência vibratória sobrepostos para tubo reto, com curvatura de 45° e 90°, sem efeito de pressão.....	90
Figura 6.6 - Fluxo de potência vibratória em banda estreita de tubos com 45°, 75° e 90° de curvatura, sem pressão interna. Comparação das amplitudes dos fluxos de potência, com a curvatura de 75° resultando na menor transmissão de energia vibratória.....	Erreur ! Signet non défini.
Figura 6.7 – Fluxo de potência vibratória entre tubo reto. Consideração de 13 bar de pressão interna e Sem pressão.	91
Figura 6.8 - Fluxo de potência vibratória de um tubo com 45° de curvatura. Consideração de 13 bar de pressão interna e Sem pressão...	91
Figura 6.9 - Fluxo de potência vibratória para tubo reto de 20 cm fixado no super-elemento da carcaça, sem efeito de pressurização.	92

Figura 6.10 - Fluxo de potência vibratória para tubo com 90° de curvatura, 3 cm de raio, fixado no super-elemento da carcaça, sem efeito de pressurização.	93
Figura 6.11 – Fluxo de potência vibratória para carcaça, de um tubo com 180° de curvatura e 3 cm de raio. Sem pressão.	94
Figura 6.12 - Fluxo de potência vibratória para tubo reto de 20 cm fixado no super-elemento da carcaça, com pressão interna de 13 Bar. .	94
Figura 6.13 - Fluxo de potência vibratória para a carcaça do tubo com 90° de curvatura e 3 cm de raio. 13 bar de pressão interna.	95
Figura 6.14 – Fluxo de potência vibratória para a carcaça do tubo com 180° de curvatura e 3 cm de raio. 13 bar de pressão interna.	95
Figura 6.15 –Geometria típica de um tubo de descarga de um compressor hermético, sem bomboloto (câmara de expansão). As linhas vermelhas representam a carcaça numa forma simplificada.	97
Figura 6.16 - Fluxo de potência vibratória dos tubos de aço cobreado e PTFE com geometria típica de um tubo de descarga de compressor hermético. Sem pressão interna.	97
Figura 6.17 - Fluxo de potência vibratória dos tubos de aço cobreado e PTFE com geometria típica de um tubo de descarga de compressor hermético. 13 bar de pressão interna.	98
Figura 6.18 - Fluxo de potência vibratória total dos tubos de aço cobreado e PTFE, com geometria típica de um tubo de descarga, com 13 bar de pressão interna. Banda de terço de oitava.	99
Figura 6.19 - Fluxo de potência vibratória de cada componente contribuinte. Usando geometria de um tubo de descarga típico feito de PTFE.	99
Figura 7.1 - Potência sonora radiada pela carcaça do compressor quando a mesma é submetida à forças de um tubo de descarga feito com aço e com polímero. Sem pressão.	102
Figura 7.2 - Potência sonora radiada pela carcaça do compressor, com tubos sem pressão interna, ilustrado em bandas de terço de oitava.	102
Figura 7.3 - Potência sonora radiada pela carcaça do compressor quando a mesma é submetida à forças de um tubo de descarga feito com aço e com polímero. Tubos pressurizados com 13 bar.	103
Figura 7.4 - Potência sonora radiada pela carcaça do compressor, tubos com 13 bar de pressão interna, ilustrado em bandas de terço de oitava.	103
Figura 7.5 - Diferença dos níveis de potência sonora radiada do PTFE em relação ao Aço Cobreado por banda de terço de oitava, ambos com pressão interna de 13 bar, e valor médio aritmético.	104

Figura 7.6 - Potência sonora radiada pela carcaça e fluxo de potência vibratória do tubo para a carcaça. Caso considerado: aço cobreado sem pressão. 104

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 - Energias dissociativas dos tipos de ligações	30
Tabela 2 - Propriedades do PTFE obtidas da literatura.....	34
Tabela 3 - Frequências naturais [Hz] dos modos de flexão sem pressurização, obtidos pelo modelo analítico de Timoshenko e numérico MEF usando elemento <i>SHELL</i>	75
Tabela 4 - Frequências naturais [Hz] dos modos de flexão considerando 15bar de pressão interna, obtidas pelo modelo analítico de Timoshenko considerando força axial efetiva, numérico MEF usando elemento <i>SHELL</i> considerando pressão estática (radial) e numérico MEF considerando força axial efetiva	77
Tabela 5 - Frequências naturais [Hz] dos modos de flexão considerando 30bar de pressão interna, obtidas pelo modelo analítico de Timoshenko considerando força axial efetiva, numérico MEF usando elemento <i>SHELL</i> considerando pressão estática (radial) e numérico MEF considerando força axial efetiva	79
Tabela 6 - Frequências naturais [Hz] dos modos de flexão considerando 15bar de pressão externa, obtidas pelo modelo analítico de Timoshenko considerando força axial efetiva, numérico MEF usando elemento <i>SHELL</i> considerando pressão estática (radial) e numérico MEF considerando força axial efetiva.	80
Tabela 7 - Frequências naturais [Hz] dos modos de flexão considerando 30bar de pressão externa, obtidas pelo modelo analítico de Timoshenko considerando força axial efetiva, numérico MEF usando elemento <i>SHELL</i> considerando pressão estática (radial) e numérico MEF considerando força axial efetiva	81
Tabela 8 – Frequências naturais [Hz] obtidas pelo modelo analítico de vigas Timoshenko, sob ação de uma força axial efetiva.	83
Tabela 9 - Frequências naturais [Hz] obtidas pelo modelo numérico MEF usando elementos <i>SHELL</i> , submetido à pressões estáticas normais aos elementos.	84
Tabela 10 - Frequências naturais [Hz] obtidas pelo modelo numérico MEF, sofrendo efeito de uma força axial efetiva simulando pressão. ..	84
Tabela 11 – Ângulos de curvatura analisados e comprimentos retos restantes em cada tubo.	85

NOMENCLATURA

A lista a seguir se refere aos principais símbolos e abreviações utilizados neste documento. As demais nomenclaturas, que possuem significados locais e podem se alterar, serão definidas quando utilizadas no texto.

Alfabeto Romano/Português

c_f	Velocidade de propagação da onda de flexão.
D	Denominador do coeficiente de cisalhamento de Timoshenko
E	Módulo de elasticidade (de Young).
e	Diferença em porcentagem.
f	Frequência linear.
F	Força.
G	Módulo de cisalhamento.
h	Espessura.
I	Momento de inércia da seção transversal.
k_f	Número de onda de flexão.
L ou l	Comprimento.
m	Massa.
M	Momento.
n	Índice de ordem do modo de vibração.
N	Força axial.
p	Pressão.
r	Raio interno.
R	Raio externo.
r_g	Raio de giração da seção transversal.
S	Área da seção transversal.
t	Tempo.
T	Temperatura em escala absoluta.
v	Deslocamento transversal.
V	Velocidade linear instantânea.
w	Deslocamento angular.
W	Potência.

Alfabeto Grego

α	Fator de deslocamento na frequência.
ε	Energia dissociativa de tipos de ligações poliméricas.
η	Fator de perda.
Θ	Parâmetros de ajuste do fator de deslocamento na frequência.
$\dot{\Theta}$	Velocidade angular instantânea.
κ'	Coeficiente de cisalhamento de Timoshenko.
λ	Comprimento de onda.
ν	Coeficiente de Poisson.
ρ	Densidade.
ω	Frequência angular.
$\partial(\)$	Operador de derivada parcial.

Siglas e Abreviaturas

bar	0,1 MPa, unidade de pressão.
CMS	<i>Component mode synthesis</i> , usado em sub-estruturação.
dB	Decibél.
FRF	Função resposta em frequência.
G.L.	Graus de liberdade.
MEF	Método de elementos finitos.
PTFE	Politetrafluoretileno.
WLF	Equação de Williams-Landel-Ferry.

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO	27
2	CONCEITOS BÁSICOS DE POLÍMEROS.....	29
2.1	POLÍMEROS	29
2.1.1	Tipos de Ligações Interatômicas	29
2.1.2	Estruturas Moleculares	30
2.1.3	Reação ao Calor.....	30
2.2	SELEÇÃO DO MATERIAL	33
2.3	CONCEITOS PARA DETERMINAÇÃO DAS PROPRIEDADES	
MECÂNICAS	35
2.3.1	Densidade	35
2.3.2	Coeficiente de Poisson e Módulo de Elasticidade Estáticos	35
2.3.3	Módulo de Elasticidade Dinâmico.....	36
2.3.4	Módulo de Cisalhamento	37
2.3.5	Fator de Perda.....	37
3	CONCEITOS BÁSICOS DE VIBRAÇÕES	39
3.1	VIGA EULER-BERNOULLI	39
3.2	VIGAS TIMOSHENKO	41
3.2.1	Viga Simplesmente Apoiada	41
3.2.2	Viga Engastada-Livre	44
3.3	VIGAS COM CARGAS AXIAIS	44
3.4	CONCEITOS BÁSICOS DO MÉTODO DE ELEMENTOS	
FINITOS	45	
3.4.1	Elemento Tubo	46
3.4.2	Elemento de Casca.....	47
3.4.3	Super-Elemento	48
3.4.4	Sub-Estruturação (CMS)	48
3.4.5	Discretização da Malha.....	51
3.5	CONCEITOS BÁSICOS DE FLUXO DE POTÊNCIA	
VIBRATÓRIA	52
3.5.1	Cálculo do Fluxo de Potência Vibratória.....	53
4	DETERMINAÇÃO DAS PROPRIEDADES	
MECÂNICAS.....		55
4.1	ANÁLISE CONFRONTANDO MODELOS ANALÍTICO E	
NUMÉRICO.....		55
4.1.1	Comparações das Teorias Euler-Bernoulli e Timoshenko	56
4.1.2	Avaliação dos Tipos de Elementos Finitos	58
4.1.3	Comparação entre Resultados Analíticos e Numéricos	61
4.2	DESCRIÇÃO DO EXPERIMENTO	62
4.3	RESULTADOS A TEMPERATURA AMBIENTE	64
4.4	PROPRIEDADES COM VARIAÇÃO DE TEMPERATURA.....	69
5	EFEITO DA PRESSURIZAÇÃO DO TUBO.....	73

5.1	CONCEITO DA FORÇA AXIAL EFETIVA	73
5.2	COMPARAÇÃO ENTRE DIFERENTES MODELOS	74
5.2.1	Efeito da Pressão Interna	76
5.2.2	Efeito da Pressão Externa	80
5.3	CONCLUSÕES SOBRE OS EFEITOS DE PRESSURIZAÇÃO DE TUBOS	83
6	EFEITO DA CURVATURA NO FLUXO DE POTÊNCIA VIBRATÓRIA	85
6.1	RESULTADOS DAS SIMULAÇÕES E OBSERVAÇÕES.....	86
6.1.1	Tendências no Aumento da Curvatura.....	87
6.1.2	Análise dos Esforços no Fluxo de Potência Vibratória para a Carcaça	88
6.2	CONCLUSÕES SOBRE CURVATURAS	95
6.3	COMPARAÇÃO TUBO BUNDY VS. POLÍMERO.....	96
7	POTÊNCIA SONORA RADIADA	101
8	CONCLUSÕES FINAIS	107
9	SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS ERREUR ! SIGNET NON DEFINI.	
	REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	111
	APÊNDICE 1 – OBTENÇÃO AUTOMÁTICA DAS FREQUÊNCIAS NATURAIS A PARTIR DAS FRFS	115
	APÊNDICE 2 – DETERMINAÇÃO AUTOMÁTICA DO AMORTECIMENTO PELO MÉTODO DA BANDA DE MEIA POTÊNCIA.....	116
	APÊNDICE 3 – BUSCA AUTOMÁTICA DO MÓDULO DE ELASTICIDADE BASEADO NAS FREQUÊNCIAS NATURAIS	119

1 INTRODUÇÃO

Buscando a melhoria de compressores usados em sistemas de refrigeração, decidiu-se estudar formas de reduzir a emissão de ruídos, de forma a aumentar o conforto dos clientes que fazem uso de refrigeradores domésticos. O compressor alternativo hermético possui o motor e a unidade compressora montados num mesmo eixo, que são instalados dentro de uma carcaça de aço, cuja tampa é soldada hermeticamente. O motor se apóia no bloco através de molas, sendo que adicionalmente tubos de descarga e admissão ligam a unidade compressora ao exterior da carcaça. Esta é uma descrição básica dos mecanismos de produção e transmissão de potência vibratória de um compressor comum. [1]

O ruído radiado pelo compressor, como um todo, é gerado principalmente pelo funcionamento do conjunto motor e unidade compressora. A unidade compressora confere ao sistema rotativo um efeito de desbalanceamento característico, que gera uma quantidade considerável de energia vibratória ao conjunto. Essa potência é transmitida aos demais componentes em contato com esta porção excitadora, radiada para a cavidade (carcaça), e tendo uma parte dissipada pelo sistema. Toda energia vibratória gerada e transmitida entre os componentes estará sujeita a tornar-se ruído a ser radiado externamente pelo compressor. Logo, essa transmissão precisa ser controlada ou reduzida. O tubo de descarga é responsável por conduzir o gás refrigerante pressurizado para o condensador. Portanto, é um componente importante na transmissão de vibração.

O foco deste trabalho é propor um novo material para o tubo de descarga, de forma a reduzir a potência vibratória transferida entre a unidade compressora e a carcaça.

Atualmente, o tubo de descarga é manufaturado com aço cobreado, comumente denominado “*bundy*”. Entretanto, materiais poliméricos são geralmente melhores dissipadores de energia vibratória por conta de seu alto amortecimento estrutural. Portanto, com plásticos sendo fortes candidatos para “redução de vibração”, o escopo desta pesquisa é avaliar a utilização do Politetrafluoretileno (PTFE) como material para um tubo de descarga de um compressor comercial. A utilização de polímeros tem como foco um aprimoramento técnico na confecção do tubo de descarga, e uma diminuição no custo dessa implementação.

A proposta de substituição do material de um componente envolve um grande esforço de projeto, em várias áreas diferentes de

conhecimento. Entretanto, nesta dissertação será discorrido apenas sobre as propriedades do material, e os aspectos vibro-acústicos pertinentes à aplicação.

Este documento está dividido em sete sessões principais. Inicia apresentando materiais poliméricos, seus conceitos básicos, tipos de ligações interatômicas, estruturas moleculares, como polímeros reagem ao calor, aspectos a serem abordados na escolha de um polímero e conceitos para caracterização das propriedades mecânicas deste.

Depois insere-se a teoria básica de vibrações, explanando as teorias de vigas Euler-Bernoulli e Timoshenko, cálculo analítico para obtenção das frequências naturais com vigas sujeitas a cargas axiais. Aborda conceitos de elementos finitos e apresenta os tipos de elementos utilizados no trabalho (*SHELL*, *PIPE* e super-elemento), descreve o que é uma sub-estruturação e como performá-la. Aborda o critério de discretização das malhas utilizadas nas simulações e explica os conceitos básicos de fluxo de potência vibratória.

Na sequência vem a caracterização do material escolhido (PTFE), os modelos utilizados e comparações entre eles. Também é descrita a obtenção das propriedades mecânicas utilizando teoria de vigas Timoshenko e método de elementos finitos, à temperatura ambiente. No tocante à variação de temperatura, utilizou-se ajuste com auxílio de um modelo numérico, cujos resultados foram aplicados para elaborar um nomograma em frequência reduzida.

Após caracterizado o material, analisam-se efeitos de pressurização do tubo, abordando modelos analíticos e numéricos para comparar o conceito da força axial efetiva vs pressão hidrostática. Investiga-se o efeito da pressão nas frequências naturais dos modos de flexão do tubo.

É analisado o efeito da curvatura no fluxo de potência vibratória, simulando geometrias hipotéticas com curvaturas sequenciais de 0° a 90° . Analisa-se efeito da pressão interna de 13 bar no fluxo de energia vibratória e comparam-se tubos de descarga com uma geometria típica feitos de PTFE e de aço cobreado.

São descritos simulações de potência sonora radiada e discorre-se sobre os efeitos de uma possível aplicação do PTFE como material real para o tubo de descarga. O último capítulo do trabalho apresenta as conclusões finais, compilando todas as observações feitas nos capítulos anteriores e finalmente provê sugestões para trabalhos futuros.

2 CONCEITOS BÁSICOS DE POLÍMEROS

Este capítulo tem como objetivo apresentar uma visão geral sobre materiais poliméricos e suas características mais importantes no aspecto vibroacústico, inserindo uma seção dedicada à discorrer sobre a seleção do Politetrafluoretileno (PTFE) e outra explicando os métodos de determinação das propriedades.

Materiais poliméricos já são utilizados, de um modo geral, para aumentar o amortecimento de componentes estruturais. Isso pois possuem alto amortecimento interno inerente à própria geometria molecular [2, 3, 4]. Além disso, geralmente são materiais sintetizados com baixos custos de produção e que podem adquirir propriedades específicas a partir da manipulação de suas estruturas [4].

2.1 POLÍMEROS

São estruturas formadas por unidades de repetição, interconectadas principalmente por ligações covalentes (do grego, meros significa "parte" e poli significa "muitas"). As moléculas poliméricas são também chamadas macromoléculas devido ao seu extenso tamanho comparado às de outros materiais [4].

Estas estruturas possuem peculiaridades, algumas das quais serão tratadas a seguir, visando fundamentar as decisões da aplicação do PTFE.

2.1.1 Tipos de Ligações Interatômicas

Estruturas poliméricas possuem principalmente a ligação covalente, porém outros tipos de ligação também se encaixam na definição. Existem interações quimicamente mais fracas, como ligações de hidrogênio, interação entre dipolos, forças de van der Waals e ligações iônicas [4].

Para entender como as diferentes estruturas poliméricas se formam, é interessante identificar inicialmente o que representa cada ligação de uma molécula do ponto de vista quantitativo.

Um exemplo intuitivo ao analisar a Tabela 1 [5], é inferir que uma estrutura formada por mais ligações iônicas será mais coesa que uma que possua mais ligações de hidrogênio, pois a energia necessária para dissociá-las é maior.

Tabela 1 - Energias dissociativas dos tipos de ligações

Tipo de Ligação	E. Dissociativa ϵ (kcal/mol)
Covalente Primária	50 - 200
Ligação Iônica	10 - 20
Ponte de Hidrogênio	3 - 7
Interação entre Dipolos	1,5 - 3
Forças de van der Waals	0,5 - 2

O PTFE possui basicamente ligações do tipo covalente primária (entre átomos de carbono e de flúor) e iônicas (inter-moleculares) [3]. Entretanto, observar o material apenas com base em suas ligações químicas não é adequado, pois necessita-se também conhecer os arranjos estruturais que podem ser formados, conforme indicados no próximo item.

2.1.2 Estruturas Moleculares

Segundo Callister [3], as moléculas podem ser classificadas quanto à sua estrutura em: lineares, ramificadas, com ligações cruzadas e em rede. Essas estruturas, aliadas ao tipo de ligação que as formam, fornecem aos polímeros a possibilidade de serem elastômeros ou plásticos. Para este trabalho, o foco principal são as estruturas com ligações fortes suficientes tal que garantam ao polímero uma característica estrutural estável, já que o escopo é um material que seja capaz de suportar alta pressão interna.

O arranjo estrutural estabelece também outro parâmetro de classificação, que é a propriedade termoplástica ou termofixa do polímero. A estrutura em rede torna o polímero termofixo, enquanto que as ligações linear e ramificada transformam-no em termoplástico, como explicado mais adiante.

2.1.3 Reação ao Calor

Dependendo da estrutura molecular, os polímeros reagem basicamente de duas maneiras diferentes ao serem expostos a uma fonte de calor.

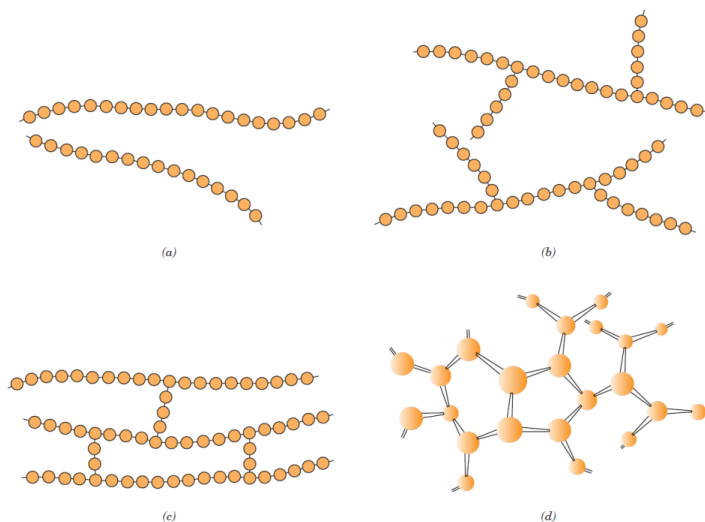


Figura 2.1 – Tipos de estruturas poliméricas. a) linear, b) ramificada, c) ligações cruzadas e d) em rede.

Assim, são classificados como:

- **Termoplásticos:** estes possuem a capacidade de tornarem-se mais maleáveis com o calor, serem remoldados e voltarem a endurecer sem perder suas propriedades. Essa é uma característica dos polímeros de estrutura linear e ramificada, apenas. Suas ligações intermoleculares, mais fracas que as covalentes primárias (vide Tabela 1), são dissociadas muito antes da quebra das cadeias poliméricas, permitindo assim que as moléculas se desloquem e reorganizem criando novas ligações intermoleculares ao retirar energia do sistema (a fonte de calor). Exemplos de polímeros com essa característica são polietilenos (vasos, mangueiras, caixas-d'água) e poliestirenos (isopor).

- **Termofixos:** são estruturas poliméricas de ligações cruzadas onde a quebra ou dissociação de possíveis ligações secundárias não altera de forma pungente a estrutura molecular no todo. Os polímeros termofixos são aptos a suportar temperaturas mais altas. Entretanto, quando a energia térmica inserida no sistema é suficiente para dissociar as ligações covalentes primárias, a molécula se desfaz, causando danos irreparáveis no material. Como exemplo, epóxis, resinas de poliéster e borracha vulcanizada.

2.1.3.1 Transição Vítrea e Fusão

Uma característica importante é a alteração do comportamento de materiais poliméricos devido à variação da temperatura, por possuírem aspecto vítreo nas baixas temperaturas e borrachoso nas altas. Alguns polímeros não possuem temperatura de fusão (afirmativa aplicável à maioria dos termofixos), já que, como visto na seção anterior, ao receberem determinada quantidade de calor suas ligações intermoleculares se desfazem, degradando o material antes de atingir um estado líquido [3]. Para haver a possibilidade de fusão, suas ligações precisam se dissociar, garantindo assim um fluxo intra-molecular antes de atingir uma temperatura de degeneração do material. Já a transição vítreo encontra-se num estágio intermediário entre um aspecto rígido (vítreo) e um aspecto elástico (borrachoso) do material.

A seguir, serão analisados os possíveis movimentos intermoleculares em polímeros amorfos causados basicamente pela mudança de temperatura na transição vítreo.

2.1.3.2 Movimentos Moleculares

Os movimentos moleculares da transição vítreo podem ser classificados em quatro categorias [5]:

- Movimento translacional de moléculas inteiras, permitindo fluxo.
- Contorcionismo cooperativo e saltos de segmentos de moléculas de aproximadamente 40 a 50 átomos de carbono permitindo flexão e desenrolar de moléculas, proporcionando elasticidade.
- Movimentos de poucos átomos de carbono (da ordem de unidades) pela cadeia principal ou de grupos laterais.
- Vibrações atômicas em suas posições de equilíbrio.

Essas classificações em movimentos moleculares estão organizadas em ordem decrescente da energia necessária para ativação.

Conclui-se desta seção, a necessidade de se ter um material com alta temperatura de transição vítreo, assim como alta temperatura de fusão, que lhe confirmam um estado rígido na temperatura de trabalho do

compressor (da ordem de 100°C). Re-afirmando a conclusão da seção anterior, o PTFE possui moléculas lineares, com predominância de movimento translacional, porém sua uniformidade lhe confere um grau de cristalinidade tal que temperatura de transição vítrea e de fusão são adequadas ao projeto a transição vítrea, segundo a literatura, encontra-se numa temperatura da ordem de 150°C.

2.2 SELEÇÃO DO MATERIAL

A escolha de um material polimérico requer uma avaliação cuidadosa devido à grande quantidade de pseudônimos com propriedades similares. A própria determinação de suas propriedades pode gerar incertezas em relação às condições nas quais os ensaios são feitos, principalmente com respeito a diferenças de pressão e controle de temperatura. Esta seção tem como objetivo resumir as propriedades poliméricas que são pertinentes a este trabalho, definindo dentre uma lista de materiais, o porquê do uso do PTFE.

Primeiramente, o polímero precisa manter uma rigidez estrutural em sua temperatura de trabalho. Descarta-se assim a possibilidade de seleção de um elastômero para a aplicação. Restam, então, os termoplásticos e termofixos. Polímeros termofixos geralmente são obtidos em seu estado final por processos de modelagem em solução ou modelagem comum. E, apesar de apresentarem propriedades interessantes para o projeto, estes processos são inadequados para a obtenção de tubos (na verdade são mais aplicáveis aos moldes, carcaças, entre outras estruturas "externas"). Neste caso, foi selecionada a característica de termoplástico pela facilidade de trabalho de obtenção do formato requerido.

Outro requisito de projeto consiste na capacidade de suportar altas temperaturas, da ordem de 150°C. Logo, é necessário uma temperatura de transição vítrea compatível com este limite. Basicamente, todos os demais requisitos que poderiam se suceder nesta etapa, podem ser obtidos por uso de aditivos, como fibras ou ligas de polímeros.

Com o auxílio de uma biblioteca de seleção de materiais, foi possível enumerar alguns polímeros adequados, como o ABS (Estireno Butadieno Acrilonitrila, ou do inglês *Acrylonitrile Butadiene Styrene*), PEEK (Poliéter-éter cetona), ou do inglês *Polyether-ether-ketone*), PEI/PCE (Poliéter-imida com liga de Policarbonato-éster), ou *Polyetherimide/Polycarbonate-ester*), PSU (Polisulfona), PPSU (Poli-fenil-sulfona) e PTFE (Politetrafluoretileno). Destes, o que destacou-se

apresentando melhores características contra reação em solventes, absorbsão de água e preço foi o **Politetrafluoretileno** (PTFE, também atendendo ao nome comercial *Teflon*TM). A Tabela 2 mostra as propriedades gerais deste material

Tabela 2 - Propriedades do PTFE obtidas da literatura

Propriedade	Mínimo	Máximo	Unidade
Densidade	2,14E+03	2,22E+03	kg/m ³
Propriedades Mecânicas			
Módulo de Young (E)	0,4	0,552	GPa
Módulo de Compressão	0,402	0,423	GPa
Módulo de Cisalhamento (G)	0,138	0,19	GPa
Coefficiente de Poisson (ν)	0,44	0,46	
Resistência à Tensão	20,7	34,5	MPa
Resistência à Compressão	11,2	12,3	MPa
Tenacidade (resistência à fratura)	1,32	1,8	MPa \sqrt{m}
Fator de Perda (η)	0,0725	0,1	
Propriedades Térmicas			
Fusão	315,00	339,00	°C
Transição Vítrea	117,00	130,00	°C
Deflexão à 0,45MPa	71,00	121,00	°C
Deflexão à 1,8MPa	31,00	62,00	°C
Máxima de Serviço	250,00	271,00	°C
Mínima de Serviço	-200,00	-268,00	°C
Condutividade Térmica	0,242	0,261	W/m.°C
Calor Específico	970,00	1,09e3	J/kg.°C
Coefficiente de Expansão Térmica	120,00	170,00	$\mu_{\text{tensão}}/\text{°C}$

2.3 CONCEITOS PARA DETERMINAÇÃO DAS PROPRIEDADES MECÂNICAS

A determinação das propriedades de polímeros é mais complexa se comparada à dos materiais metálicos [6]. Apesar disto, muitos dos testes utilizados atualmente pela indústria química são adaptações dos desenvolvidos para metais e cerâmicos.

Das propriedades mecânicas, as que se desejam obter do material são densidade, coeficiente de Poisson, módulo de Young (elasticidade) e fator de perda. Os métodos para determinação destes serão descritos a seguir.

2.3.1 Densidade

A determinação da densidade do material pode ser calculada através do princípio de Arquimedes. Consiste em medir a massa total do corpo de prova e a massa aparente do mesmo submerso num fluido de densidade conhecida [7]. O cálculo é feito através da equação:

$$\rho_c = \frac{m_c}{m_c - m_{ap}} \rho_l, \quad (2.1)$$

onde m_c é a massa do corpo no ar, m_{ap} a massa aparente (corpo submerso) e ρ_l a densidade do fluido.

2.3.2 Coeficiente de Poisson e Módulo de Elasticidade Estáticos

Ensaio normatizado pela ASTM D638 [8] tem o objetivo de determinar a razão da deformação transversal e o módulo de elasticidade do material. Essa norma é tecnicamente equivalente à ISO 527. Intitulada “*Standard Test Method for Tensile Properties of Plastics*”, esta norma aborda a determinação das propriedades de tração de plásticos não-reforçados e reforçados, com corpos de prova da forma de alteres (forma semelhante à um “I”), testados sob condições controladas de pré-tratamento, temperatura, umidade e velocidade da máquina de teste.

Consiste em tracionar o corpo de prova através de suas extremidades e analisar esforços e deformações para obter os resultados requeridos.

O Módulo de Elasticidade estático é obtido ao calcular a divisão da diferença do carregamento em qualquer segmento da seção pela

diferença da deformação correspondente, enquanto o material ainda comporta-se de maneira linear.

O Coeficiente de Poisson é calculado a partir da razão entre a deformação transversal pela deformação axial, também com o material ainda em seu comportamento linear.

Apesar desse método ser bastante eficiente na determinação dessas propriedades, consiste num ensaio destrutivo e, por disponibilizar de informações suficientes na literatura, optou-se por focar nos ensaios não-destrutivos das análises vibratórias.

2.3.3 Módulo de Elasticidade Dinâmico

Para a determinação do módulo de elasticidade com variação de frequência o procedimento utilizado foi o de ajuste de modelo.

Primeiramente, **testes experimentais** foram realizados para obter uma função de resposta em frequência de uma amostra do material. Esta informação foi importante para analisar as frequências de ressonância e os respectivos amortecimentos. Então, as frequências naturais obtidas no ensaio serviram de base para o ajuste, usando a formulação analítica de Timoshenko [9] para vigas vibrando em flexão (seção 3.2), de forma a determinar o módulo de elasticidade em cada modo de vibração. Um software comercial de operações com matrizes auxiliou na automação dos cálculos.

Foram usadas amostras tubulares, variando em comprimento, com dimensões de 6 mm de diâmetro externo e 3 mm de diâmetro interno. Suas condições de contorno estavam em configuração engastada-livre, sendo que a extremidade engastada estava acoplada à mesa de um “*shaker*”, o qual promovia a excitação do sistema. As respostas foram obtidas por meio de uma medição com laser na extremidade livre da amostra (para evitar efeito de adição de massa) e a medição de referência com um acelerômetro fixado diretamente no engaste, mostrado na Figura 2.2.

Foram utilizadas duas amostras, de 86,65 mm e de 139,51 mm de comprimento.

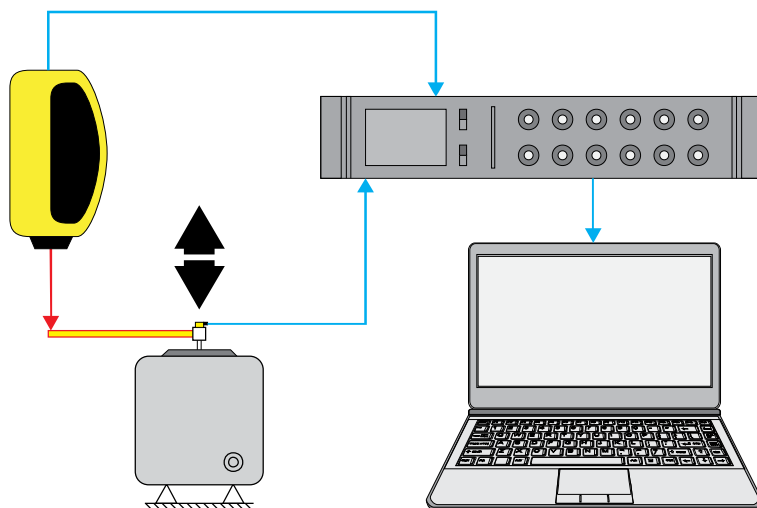


Figura 2.2 - Configuração do experimento

2.3.4 Módulo de Cisalhamento

É o módulo que define a resposta do material às tensões de cisalhamento. Diz respeito a deformação de um sólido quando este sofre uma força paralela à uma de suas superfícies. Pode ser calculado a partir do módulo de elasticidade E e do coeficiente de Poisson ν a partir da equação:

$$G = \frac{E}{2(\nu + 1)}. \quad (2.2)$$

2.3.5 Fator de Perda

O método utilizado para determinar esta propriedade foi o da banda de meia potência. Este método analisa os picos de ressonância da função resposta em frequência, calculando a razão entre a banda de frequência formada pela metade da potência do sinal na ressonância e a frequência natural do pico analisado, na forma:

$$\eta(f) = \frac{\Delta f_n}{f_n}, \quad (2.3)$$

onde Δf_n é a banda de meia potência do modo n , obtida através da diferença entre as frequências da marca de 3 dB abaixo do pico e f_n é a frequência central de ressonância deste mesmo modo.

Vale ressaltar que essa forma de obtenção do fator de perda só é válida para estruturas que possuam modos bem espaçados. Caso contrário, não é possível ler o valor de Δf_n se a linha dos 3 dB abaixo do pico não interseccionar a FRF em dois pontos, ou se existirem dois ou mais modos muito próximos. Uma sub-rotina foi implementada para obter essas informações de forma automatizada.

3 CONCEITOS BÁSICOS DE VIBRAÇÕES

Como os testes experimentais são feitos com pequenos tubos em flexão, estes possuem o comportamento bastante parecido com o de vigas, logo a necessidade de uma seção para detalhar as teorias de Euler-Bernoulli e a de Timoshenko. É interessante também ter um maior controle dos dados obtidos, ao compará-los com formulações analíticas, para analisar quaisquer discrepâncias provenientes de erros de medição ou mau processamento dos dados.

Aspectos introdutórios sobre o Método de Elementos Finitos (FEM, do inglês *Finite Element Method*) também são abordados neste capítulo, de forma a embasar todas as análises simuladas deste trabalho.

3.1 VIGA EULER-BERNOULLI

O modelo de viga Euler-Bernoulli considera um elemento de viga vibrando em modo de flexão sem os efeitos de inércia rotatória e sem deformação por cisalhamento, conforme mostrado na Figura 3.1. A equação de movimento das ondas de flexão sem carregamento dinâmico externo aplicado é dada por [10]:

$$EI \frac{\partial^4 v}{\partial x^4} + \rho S \frac{\partial^2 v}{\partial t^2} = 0. \quad (3.1)$$

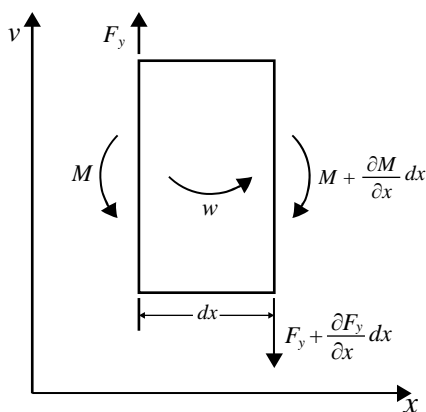


Figura 3.1 - Forças atuando num elemento de viga segundo a teoria de Euler-Bernoulli.

onde v é o deslocamento transversal; x , a coordenada de uma seção genérica; E , o módulo de elasticidade; I , o momento de inércia da seção transversal; S , a área da seção transversal; ρ , a densidade do material e t , o tempo.

Considerando variações harmônicas com o tempo, a Equação (3.1) pode ser reescrita na forma:

$$\frac{\partial^4 v}{\partial x^4} + k_f^4 v = 0. \quad (3.2)$$

sendo

$$k_f = \frac{\omega}{c_f}, \quad (3.3)$$

o número de onda de flexão e

$$c_f = \sqrt[4]{\frac{\omega^2 EI}{\rho S}}, \quad (3.4)$$

a velocidade das ondas de flexão.

A solução pode ser escrita como combinação linear de quatro funções linearmente independentes, como segue:

$$v = C_1 \sin k_f x + C_2 \cos k_f x + C_3 \sinh k_f x + C_4 \cosh k_f x, \quad (3.5)$$

sendo $C_1 \dots C_4$ constantes que são determinadas a partir das condições de contorno nas extremidades da viga. Para uma viga na condição engastada-livre, as condições de contorno são:

$$(v)_{x=0} = 0, \quad \left(\frac{dv}{dx}\right)_{x=0} = 0, \quad (3.6)$$

$$\left(\frac{d^2 v}{dx^2}\right)_{x=L} = 0, \quad \left(\frac{d^3 v}{dx^3}\right)_{x=L} = 0, \quad (3.7)$$

onde L é o comprimento da viga (Figura 3.2).

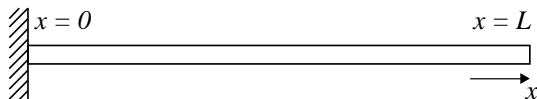


Figura 3.2 - Viga na condição Engastada-Livre

A aplicação das condições de contorno (3.6) e (3.7) em (3.5), após alguns algebrismos, resulta em:

$$\cos k_f L \cosh k_f L = -1. \quad (3.8)$$

Da equação transcendental acima, obtém-se os valores de k_f [9, 10] de forma aproximada:

$$k_{fn} \approx \frac{(2n-1)\pi}{2L}, \quad (3.9)$$

para modos $n > 1$, e para $n = 1$, $k_1 \approx 0,748/L$ [10]. Ao substituir k_f na Equação (3.3), tem-se os valores das frequências naturais

$$f_n = \frac{\omega_n}{2\pi} = \frac{k_{fn}^2}{2\pi} \sqrt{\frac{EI}{\rho S}} \cdot [Hz] \quad (3.10)$$

Heckl [10] menciona que para que os termos de força cisalhante e de inércia rotatória (previstos por Timoshenko) façam mais de 10% de diferença na resposta analítica, o comprimento de onda deve ser menor que 6 vezes a espessura da viga. Neste caso, as correções propostas por Timoshenko devem ser consideradas.

3.2 VIGAS TIMOSHENKO

3.2.1 Viga Simplesmente Apoiada

Na teoria de vigas Timoshenko, considerando deformações por cisalhamento e pelo momento fletor, e os efeitos de inércia rotatória, a equação diferencial para vibrações transversais de vigas sem carregamento dinâmico externo fica [9]:

$$EI \frac{\partial^4 v}{\partial x^4} + \rho S \frac{\partial^2 v}{\partial t^2} - \rho I \left(1 + \frac{E}{\kappa' G} \right) \frac{\partial^4 v}{\partial x^2 \partial t^2} + \frac{\rho^2 I}{\kappa' G} \frac{\partial^4 v}{\partial t^4} = 0, \quad (3.11)$$

onde G é o módulo de cisalhamento e κ' é o coeficiente de cisalhamento de Timoshenko, tabelado em função da área efetiva de cisalhamento [11, 9]. Para uma seção tubular circular, tem-se:

$$k' = \frac{6(r^2 + R^2)^2(1 + \nu)^2}{D}, \quad (3.12)$$

onde

$$D = 7r^4 + 34r^2 + R^4 + \nu(12r^4 + 48r^2 + R^2 + 12R^4) + \nu^2(4r^4 + 16r^2 + R^2 + 4R^4), \quad (3.13)$$

e ainda onde r é o raio interno, R o raio externo e ν o coeficiente de Poisson do material.

Considerando r_g como sendo o raio de giração da seção, dado por:

$$r_g^2 = \frac{I}{S} \quad (3.14)$$

e, ainda, dividindo a Equação (3.11) por ρS , obtém-se:

$$a^2 \frac{\partial^4 v}{\partial x^4} + \frac{\partial^2 v}{\partial t^2} - r_g^2 \left(1 + \frac{E}{\kappa' G} \right) \frac{\partial^4 v}{\partial x^2 \partial t^2} + r_g^2 \frac{\rho}{\kappa' G} \frac{\partial^4 v}{\partial t^4} = 0, \quad (3.15)$$

sendo:

$$a^2 = \frac{EI}{\rho S}. \quad (3.16)$$

A solução desta equação, para a condição simplesmente apoiada nas duas extremidades, pode ser escrita na forma [9]:

$$v_n = \left(\operatorname{sen} \frac{n\pi x}{L} \right) (A_n \cos \omega_n t + B_n \sin \omega_n t). \quad (3.17)$$

que, ao ser substituída na Eq. (3.15), permite obter os valores das frequências angulares para cada modo ω_n , com os efeitos de deformação por cisalhamento e momento de inércia rotacional. O indexador n representa a ordem do modo. As frequências de ressonância são dadas por [9, p. 434]:

$$\omega_n = \omega_{n0} \left\{ 1 - \frac{1}{2} \frac{r_g^2 \omega_{n0}}{a} \left(1 + \frac{E}{\kappa' G} \right) \right\}, \quad (3.18)$$

sendo:

$$\omega_{n0} = \frac{\pi^2 n^2}{L^2} a, \quad (3.19)$$

a frequência natural angular pura sem os efeitos de inércia rotatória e cisalhamento para vigas simplesmente apoiadas. Observa-se que a frequência angular pura é corrigida pelo termo:

$$\frac{1}{2} \frac{r_g^2 \omega_{n0}}{a}, \quad (3.20)$$

que expressa os efeitos de inércia rotatória da viga, e os efeitos da deformação por cisalhamento são expressas pelo termo:

$$\frac{1}{2} \frac{r_g^2 \omega_{n0}}{a} \frac{E}{\kappa' G}. \quad (3.21)$$

Deve-se lembrar que as frequências naturais, em Hz, são dadas por $f_n = \frac{\omega_n}{2\pi}$. Os efeitos de inércia rotatória e cisalhamento **reduzem** as frequências de ressonância em relação às vigas Euler-Bernoulli e dependem da ordem do modo de flexão, como se pode observar pelo sinal negativo na Equação (3.18).

3.2.2 Viga Engastada-Livre

De forma análoga, para vigas engastada-livres, a expressão para o cálculo das frequências naturais é também dada pela Equação (3.18), a diferença sendo a frequência ω_{n0} dada por [9]:

$$\omega_{n0} = \frac{\pi^2 \left(n - \frac{1}{2}\right)^2}{L^2} a. \quad (3.22)$$

3.3 VIGAS COM CARGAS AXIAIS

Seja a Equação do movimento de uma viga Euler-Bernoulli submetida a uma carga axial [9]:

$$EI \frac{\partial^4 v}{\partial x^4} - F_a \frac{\partial^2 v}{\partial x^2} = -\rho S \frac{\partial^2 v}{\partial t^2}, \quad (3.23)$$

onde F_a é a força axial [N] à qual a viga está sujeita, positiva no sentido de tração da viga.

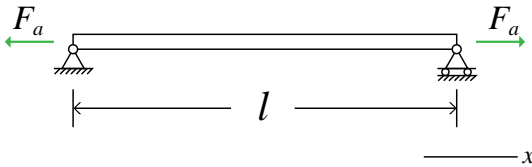


Figura 3.3 - Viga Simplesmente Apoiada com Carga Axial.

Admitindo variações harmônicas com o tempo, obtém-se:

$$EI \frac{d^4 v}{dx^4} - F_a \frac{d^2 v}{dx^2} = \rho S \omega^2 v. \quad (3.24)$$

A condição simplesmente apoiada resulta nos seguintes modos de vibração

$$v_n = \text{sen} \frac{n\pi x}{l}. \quad (3.25)$$

Substituindo e Eq. (3.25) na Eq. (3.24), obtém-se a expressão das frequências naturais angulares:

$$\omega_n = \omega_{n0} \sqrt{1 + \frac{F_a a}{EI\omega_{n0}}}, \quad (3.26)$$

sendo ω_{i0} dado pelas equações (3.19) para vigas Euler-Bernoulli ou (3.22) para vigas Timoshenko e a sendo fornecido pela Eq. (3.16).

Pode-se observar que cargas axiais **de tração aumentam** as frequências naturais enquanto que cargas **de compressão as diminuem**, ao ponto de causar instabilidade por flambagem. Nesta condição a frequência terá valor zero e o material estará na iminência de falhar. Pode-se observar isto pelo argumento negativo da raiz quadrada e das frequências naturais complexas, perdendo o significado físico.

Vale frisar também que o fator de correção da Equação (3.26) é alcançado a partir da equação da onda que não considera efeitos de inércia rotatória nem deformações por cisalhamento. Portanto, apesar da adaptação do ω_{n0} para equação de Timoshenko ser favorável e produzir resultados mais próximos de uma abordagem numérica, sua diferença ainda é bastante notável.

3.4 CONCEITOS BÁSICOS DO MÉTODO DE ELEMENTOS FINITOS

MEF é uma generalização do método de Rayleigh-Ritz que fornece uma automatização para a obtenção das funções-base dos elementos que compõem a malha do modelo. O MEF se desenvolve a partir da criação da malha, obtendo as funções-base de cada grau de liberdade para cada nó desta, calculando-se as funções de massa e rigidez do elemento, expandindo esse resultado para toda a estrutura, transformando o problema em autovalores e autovetores.

A convergência das funções-base em MEF é obtida através do número de nós ou aumento da ordem das funções ou de funções de aproximação. Um número fixo de funções-base irá ditar o movimento de cada elemento, e estas são chamadas de funções de forma (*Element Shape Function*).

A partir da solução do problema de autovalores e autovetores, obtém-se propriedades importantes da estrutura, como as frequências de ressonância e modos de vibração.

As equações de energia variam dependendo do elemento associado. Para este trabalho, um elemento tipo tubo (*PIPE*), um tipo casca (*SHELL*) e um super-elemento serão usados para discretizar os modelos. A seguir, expor-se-ão todos os elementos utilizados nas malhas para as simulações realizadas no documento. O foco é uma apresentação sucinta de cada um deles e uma descrição do porquê seu uso nas diferentes simulações.

3.4.1 Elemento Tubo

O elemento *PIPE288* da biblioteca do ANSYS 14.0 usa a formulação de vigas Timoshenko para deduzir as equações que governam seu comportamento [12]. As funções-base podem ser lineares, quadráticas ou cúbicas, a depender da aplicação. Segundo o manual de referência [12], este elemento é apropriado para aplicações lineares, de grandes rotações e/ou grandes tensões não-lineares.

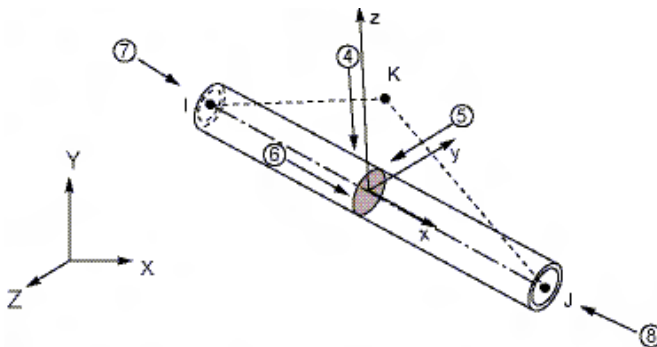


Figura 3.4 - Elemento PIPE288 [12].

O elemento possui 2 nós, 6 graus de liberdade em cada nó (translações e rotações nas três direções) e aplica-se a modelos de materiais com elasticidade, hiper-elasticidade, plasticidade e viscosidade além de adição de fluido interno. É possível ainda a adição de massa, configuração de carregamentos hidroestáticos, hidrodinâmicos e de empuxo. O manual [12] recomenda o cálculo de uma taxa de esbeltez para avaliar a aplicabilidade do elemento, dada por:

$$\frac{GSl^2}{EI}, \quad (3.27)$$

indicando que o valor da mesma deve ser maior do que 30. Este seria a escolha ideal para todas as simulações, entretanto, pelos testes subsequentes mais complexos usarem uma malha do compressor já previamente ajustada, e por esta possuir o tubo *bundy* malhado com elementos tipo *SHELL*, as vigas também serão modeladas numericamente em elementos tipo casca.

3.4.2 Elemento de Casca

O elemento *SHELL181* do software comercial ANSYS 14.0 é um elemento de 4 nós com 6 G.L. em cada nó (translações e rotações nas três direções) [12]. Este elemento pode ser usado na representação de um tubo submetido à pressão estática.

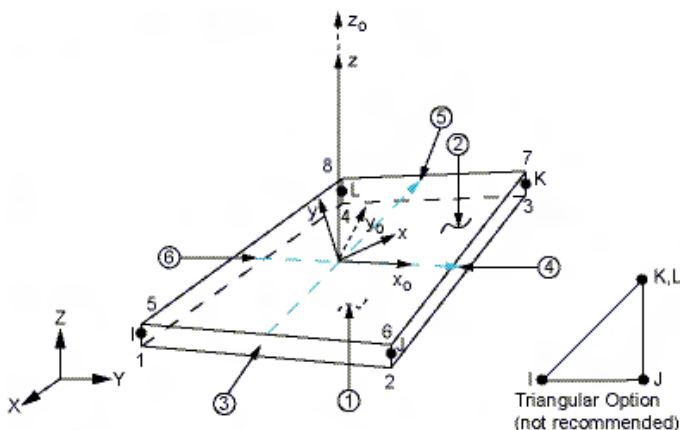


Figura 3.5 - Elemento SHELL181 [12].

É adequado para analisar estruturas de casca de espessura fina a moderada, em aplicações lineares e de grandes rotações e/ou grandes tensões não-lineares.

3.4.3 Super-Elemento

O elemento *MATRIX50* do software comercial ANSYS 14.0 é um artifício usado para representar um grupo de elementos previamente condensados (Super-Elemento ou Sub-Estrutura). O super-elemento, uma vez gerado, pode ser incluído em qualquer modelo do software, e usado em qualquer tipo de análise (ver Figura 3.6).

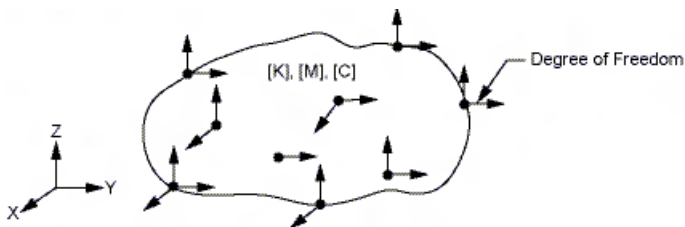


Figura 3.6 - Elemento MATRIX50 [12].

Este super-elemento será usado como uma forma de condição de contorno para análise do fluxo de potência vibratória, como uma simplificação da malha da carcaça completa do compressor, reduzindo de forma significativa o esforço computacional.

3.4.4 Sub-Estruturação (CMS)

A subestruturação, também denominada pela sigla CMS (*Component Mode Synthesis*) é um **método** de redução de modelo que permite representar o comportamento de uma seleção de componentes que compõem uma determinada montagem, reduzindo o custo computacional.

O resultado final de uma sub-estruturação é um super-elemento, que contém as informações da estrutura original condensadas em nós-mestres, determinados pelo usuário.

3.4.4.1 Procedimento Básico de Sub-Estruturação

Uma vez selecionados os componentes a serem condensados a partir do modelo completo, utiliza-se o tipo de análise *Substructure/CMS* e, em seguida, selecionam-se os nós-mestres. Essa é uma etapa importante pois estes nós serão os pontos de interface do super-elemento com as demais estruturas e/ou condições de contorno. Se desejar adicionar

carregamentos e condições de contorno nesta etapa, sem definir nós mestres para fazê-lo depois (como numa aplicação onde seria necessário testar diferentes condições para uma estrutura complexa), o software também condensa estas informações nas matrizes do super-elemento, no arquivo *.SUB*.

Finalmente, executa-se a análise (*run the current load-step*) para que o software crie um arquivo "*jobname.SUB*". O arquivo gerado contém as matrizes de massa e rigidez (sendo o amortecimento opcional) do super-elemento. O diagrama de blocos abaixo, Figura 3.7, mostra o procedimento de Sub-Estruturação.

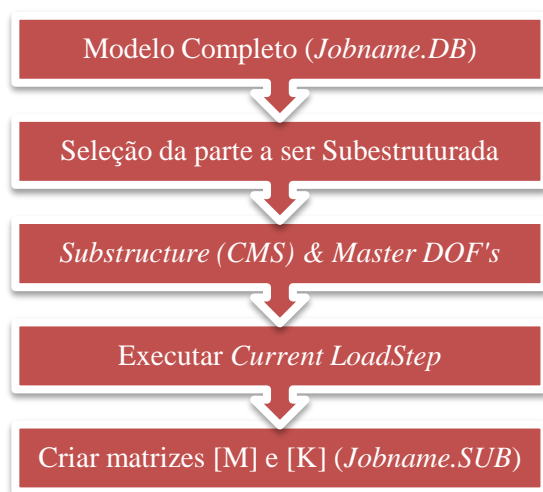


Figura 3.7 - Fluxograma para obter uma CMS.

3.4.4.2 Procedimento Básico de Uso do Super-Elemento

Para utilizar uma sub-estrutura é necessário criar um novo tipo de elemento *SuperElement50* e importar o arquivo *.SUB*. A partir daí, se os nós mestres do super-elemento forem coincidentes com nós de interseções das demais estruturas não-reduzidas, o próprio software os configura como nós acoplados. Caso contrário, deve-se configurar os acoplamentos para que o software não desconsidere a junção das estruturas. A Figura 3.8 mostra a sequência do procedimento de uso do Super-Elemento.

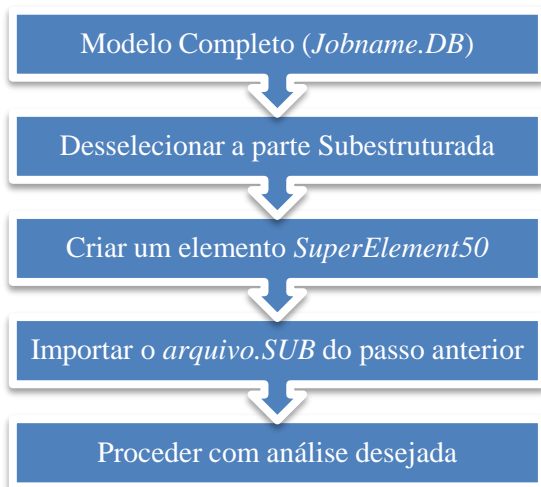


Figura 3.8 - Passos para uso do Super-Elemento.

A fim de analisar um tubo acoplado à carcaça de um compressor, esta proporcionando uma condição de contorno ao tubo para reduzir o esforço computacional, a mesma foi representada como um Super-Elemento conforme procedimento supracitado.

A Figura 3.9 mostra a malha de uma carcaça típica de compressores herméticos, modelada com elemento *SHELL* com discretização suficiente para análises até 10 kHz. A Figura 3.10 representa uma comparação entre as funções resposta em frequência da carcaça a uma força unitária aplicada na direção x , perpendicular à parede da carcaça, no nó superior de interseção desta com o tubo de descarga. A leitura do deslocamento foi obtida do nó da porção mais inferior da interseção. Observa-se que são quase idênticas, com precisão suficiente para a representação dos seus efeitos como condição de contorno do tubo de descarga. Esta condição de contorno será usada posteriormente em análises de fluxo de potência vibratória de tubos submetidos à pressão interna e com raios de curvaturas.

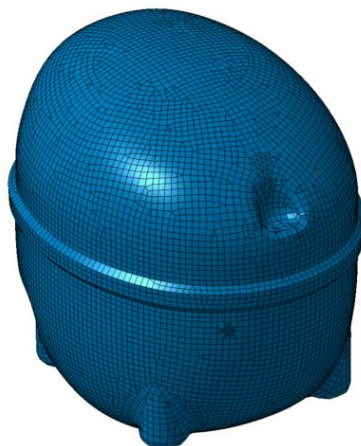


Figura 3.9 –Modelo de uma Carcaça de um Compressor Hermético Típico usando elemento tipo Casca.

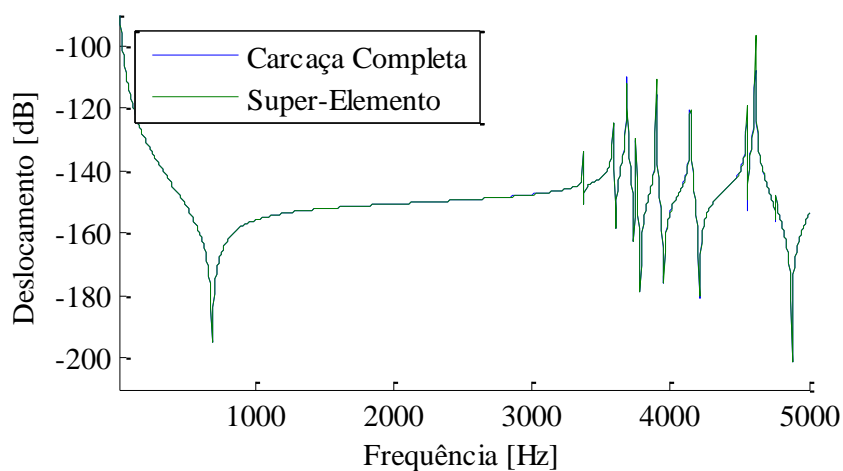


Figura 3.10 - Respostas em Frequência de um mesmo Ponto de Interface colhidas de Análises com Malha Completa e Malha Sub-Estruturada. Representa Deslocamento no Eixo x por Força Aplicada.

3.4.5 Discretização da Malha

De forma a permitir que a forma de vibração seja bem simulada pelo MEF, o tamanho dos elementos dependerá da frequência máxima

que se deseja analisar. Um critério comumente utilizado rege que, para representar um comprimento de onda, são necessários pelo menos 6 segmentos ou elementos. Convencionou-se portanto, que para se ter uma melhor representatividade dos resultados, as análises realizadas utilizarão uma base de 10 elementos por comprimento de onda.

As análises harmônicas nos tubos de aço e PTFE contaram com frequência máxima de 6400 Hz. Para calcular o tamanho máximo dos elementos a serem utilizados, valeu-se da relação $\lambda = c_f/f$, calculando a velocidade de propagação das ondas de flexão pela Equação (3.4) e usando f igual à frequência máxima. Os casos mais críticos são os referentes ao PTFE, por ter sua rigidez menor que o aço, a velocidade de propagação de ondas de flexão também serão menores, resultando em comprimentos de onda de menores proporções. Se a discretização for respeitada para o PTFE, também será automaticamente para o aço.

Ao se utilizarem os dados do PTFE da literatura, com módulo de elasticidade E igual a 0,5 GPa, densidade ρ igual a 2175 kg/m³ e área da seção S com tubo de diâmetro nominal igual a 4,5 mm e espessura da parede igual a 1,5 mm; então o comprimento de onda mede 13,3 mm. Logo, o tamanho máximo do elemento não deve exceder 1,33 mm para se respeitar o critério de 10 elementos por comprimento de onda. Esta regra foi efetivamente respeitada nas primeiras simulações referentes à determinação das propriedades do material.

Na sequência, passou-se a utilizar o módulo de elasticidade confirmado no valor de 0,7 GPa, mantendo-se as outras propriedades. Com esta mudança, o comprimento de onda passou a medir 14,5 mm, caracterizando um tamanho máximo de elemento de 1,45 mm, respeitado nas malhas das simulações subsequentes.

3.5 CONCEITOS BÁSICOS DE FLUXO DE POTÊNCIA VIBRATÓRIA

O fluxo de potência vibratória representa a taxa de trabalho realizada ou de energia fornecida para um sistema mecânico. É importante para conhecer-se os mecanismos de propagação entre os componentes de um sistema. Esta seção está pautada nos trabalhos de Gouveia [13], Baars [14] e Staub [15].

O cálculo do fluxo de potência vibratória que será apresentado pode ser aplicado a sistemas mecânicos lineares em regime permanente, ou seja, quando a soma das energias cinética e potencial atinge um valor invariante no tempo.

Recorrendo à um sistema genérico (...) para que seja mantida em regime permanente, a potência que é dissipada deve ser igual à fornecida pelos esforços de excitação. No regime transiente, este balanço de potência não é válido, visto que a potência dissipada é diferente da fornecida, sendo o excedente de energia responsável pelo aumento das energias cinética e potencial até que, mantida a excitação constante, o equilíbrio seja atingido. [13]

É importante frisar também que as equações que serão apresentadas são válidas apenas para um esforço de excitação. Quando há um aumento no número de esforços, o sistema de equações para obtenção da potência aumenta proporcionalmente.

3.5.1 Cálculo do Fluxo de Potência Vibratória

Ao considerar um esforço de excitação harmônico tipo força aplicada no ponto i de um sistema mecânico, expresso por F_i , que causa uma velocidade instantânea V_i no mesmo ponto. Este esforço transmite uma potência W_i que pode ser expressa por:

$$W_i = \frac{1}{2} Re\{F_i \cdot V_i^*\}. \quad (3.28)$$

donde o operador (*) diz respeito ao complexo conjugado da velocidade.

Analogamente, se a excitação é dada por um momento M_i e a resposta em função da velocidade angular $\dot{\theta}_i$, a potência W_i é então dada por:

$$W_i = \frac{1}{2} Re\{M_i \cdot \dot{\theta}_i^*\}. \quad (3.29)$$

Ora, sabendo que os esforços estarão divididos em forças e momentos nas direções x , y e z , pode-se escrever a potência total no ponto i como:

$$W = \frac{1}{2} Re\{F_x \cdot V_x^*\} + \frac{1}{2} Re\{F_y \cdot V_y^*\} + \dots + \frac{1}{2} Re\{M_z \cdot \dot{\theta}_z^*\}. \quad (3.30)$$

A Equação (3.30) será utilizada posteriormente para o cálculo do fluxo de potência vibratória do tubo para a carcaça nas análises

harmônicas simuladas pelo MEF, das forças e momentos atuantes nos nós de interseção.

4 DETERMINAÇÃO DAS PROPRIEDADES MECÂNICAS

Esta seção está dividida em dois itens principais. Inicialmente serão relatados testes para comparar as diferentes formulações analíticas, abordagens numéricas e caracterizar a formulação de Timoshenko como apta para o ajuste de modelo. Em seguida, será apresentado o ajuste propriamente dito, descrevendo a parte experimental com mais detalhes, corpos de prova, obtenção das FRFs e finalmente a determinação das propriedades do material polimérico.

4.1 ANÁLISE CONFRONTANDO MODELOS ANALÍTICO E NUMÉRICO

É importante, inicialmente, conhecer as limitações de cada método analítico e numérico para o ajuste de modelo e mensurar suas diferenças. Os testes preliminares subsequentes serão usados para esta finalidade. Uma curva de resposta em frequência típica obtida experimentalmente para uma viga engastada-livre está mostrada na Figura 4.1.

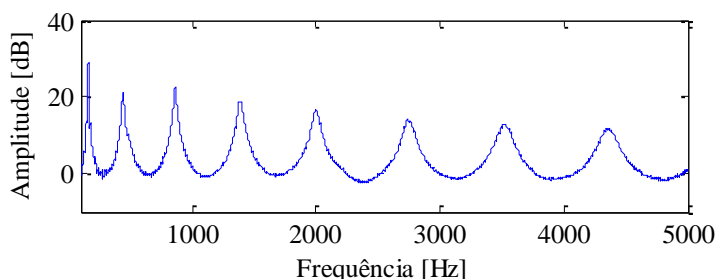


Figura 4.1 - FRF típica de uma Viga Engastada-Livre.

Os valores das frequências de ressonância observados serão usados para comparação com os resultados dos modelos ajustados, assim como os fatores de perda η de cada ressonância. Este resultado experimental foi obtido a partir de um tubo de polímero tendo diâmetro interno de 3mm, diâmetro externo de 6mm, comprimento de 139,51mm e testado na condição engastado-livre.

4.1.1 Comparações das Teorias Euler-Bernoulli e Timoshenko

Inicialmente foram comparados os resultados de duas formulações analíticas de vigas: Euler-Bernoulli, e a de Timoshenko considerando inércia rotatória e deformação por cisalhamento. Os efeitos de deformação por cisalhamento e inércia rotatória fazem com que as frequências naturais de modos com ordem maior que 1 diminuam consideravelmente em relação ao modelo Euler-Bernoulli. Foram calculados os 14 primeiros modos de flexão para análise, mostrados na Figura 4.2. Para tal foram considerados valores conforme tipicamente encontrados na literatura para o módulo de elasticidade $E = 0,5 \text{ GPa}$, fator de perda $\eta = 0,03$ e coeficiente de Poisson $\nu = 0,45$.

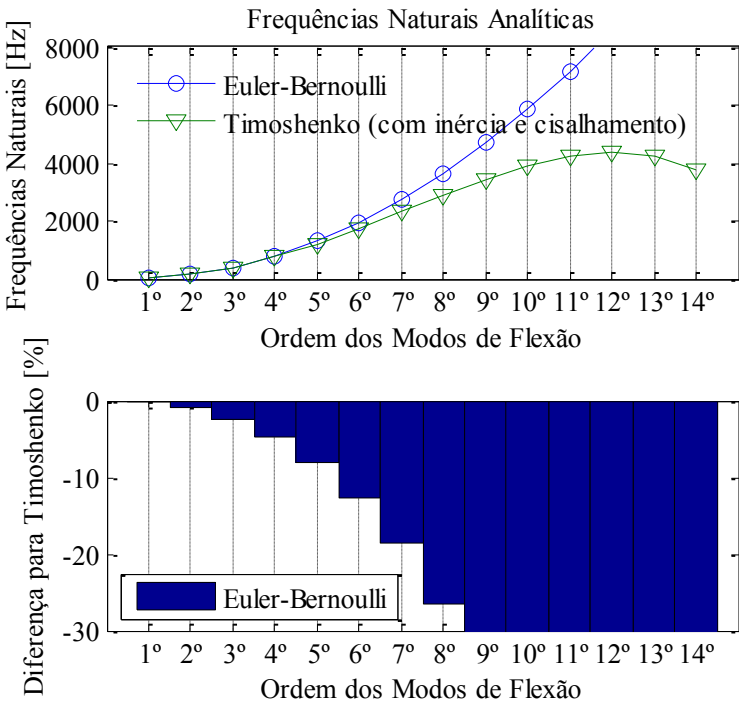


Figura 4.2 - Frequências naturais obtidas por modelos analíticos (vigas Euler e Timoshenko) e diferenças entre elas.

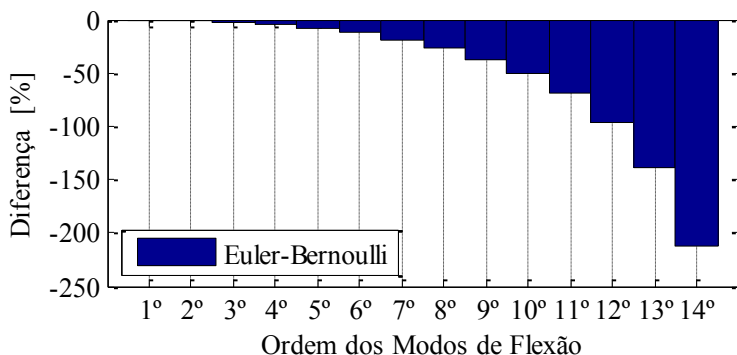


Figura 4.3 – Diferença da Figura 4.2 em escala maior para análise da diferença entre as duas formulações em modos de alta ordem.

Lembrando que foi considerada a geometria tubular de 139,51mm, com aplicação de deslocamentos transversais na extremidade engastada, com a outra extremidade livre. As diferenças foram calculadas a partir da seguinte equação:

$$e [\%] = \frac{f_T - f_a}{f_T} \cdot 100, \quad (4.1)$$

sendo e a diferença em porcentagem, f_a num momento valendo a frequência de Euler-Bernoulli. A diferença é calculada em relação à f_T , que neste caso é a frequência dada pela teoria de vigas Timoshenko considerando inércia rotatória e deformações por cisalhamento.

Observa-se, a partir do 12° modo, uma inversão do sentido de crescimento das frequências naturais na formulação de Timoshenko considerando inércia rotatória e deformação por cisalhamento, e que a diferença entre esta e os dois outros modelos analíticos, chega a 97%. Esse comportamento é entendido matematicamente a partir da Equação (3.20) onde ambas as correções diminuem as frequências naturais dependendo da ordem do modo de flexão, e pode-se inferir que este ponto em diante, a formulação perde a representatividade do modelo físico. Isto acontece pelo fato do semi-comprimento de onda passar a ser menor que 6 vezes a espessura da parede do tubo, descaracterizando o modelo como sendo duma viga em flexão. Todavia friza-se que as análises envolvendo a caracterização obtiveram no máximo 8 modos de flexão, onde a aplicação da teoria ainda é adequada.

A Figura 4.4 mostra os resultados da Figura 4.2 até o 8º modo apenas. Pode-se observar que a diferença entre as frequências naturais das formulações de Euler-Bernoulli aumenta consideravelmente com a ordem do modo de flexão em relação à formulação completa de Timoshenko.

A análise das Figuras 4.2 e 4.3 mostra que o efeito da deformação por cisalhamento contribui fortemente para a diminuição das frequências naturais dos modos de flexão com o aumento da ordem dos mesmos.

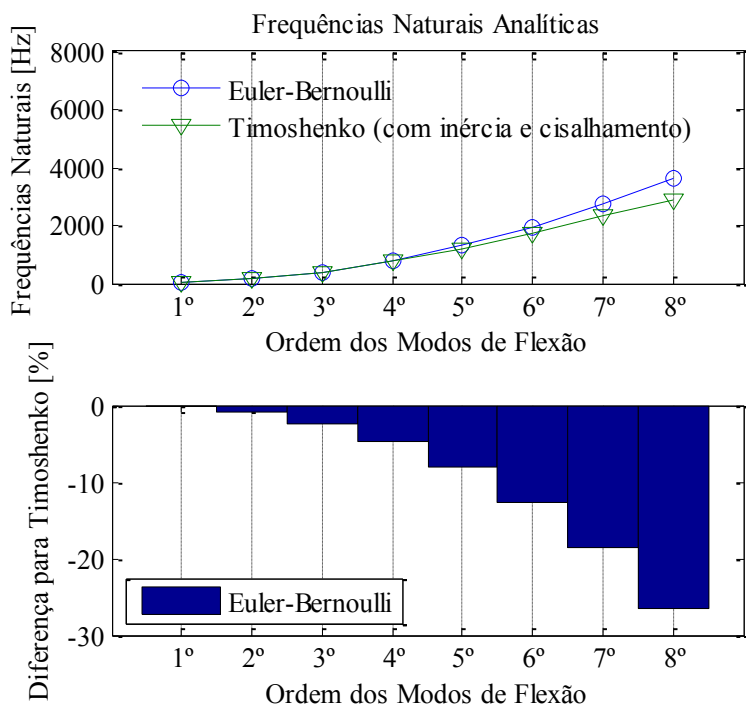


Figura 4.4 – Detalhe até o 8º modo das frequências naturais obtidas por modelos analíticos (vigas Euler e Timoshenko) e diferenças de Euler para Timoshenko com inércia e cisalhamento.

4.1.2 Avaliação dos Tipos de Elementos Finitos

Foram comparados os resultados de três modelos numéricos pelo MEF, com o objetivo de avaliar o comportamento dos elementos tipo *PIPE* e *SHELL*.

A geometria considerada foi, novamente, de um tubo com 139,51mm de comprimento, sendo a malha composta por 1000 elementos *pipe*, e outra composta por 5360 elementos *SHELL* (40 elementos na circunferência), mostrados nas Figuras 4.5 e 4.6, respectivamente.

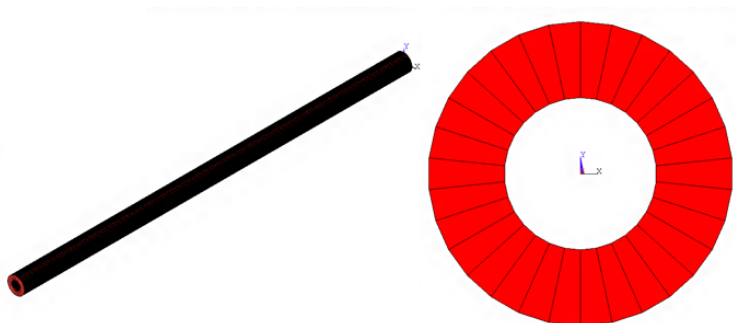


Figura 4.5 - Malha composta de elementos PIPE288.

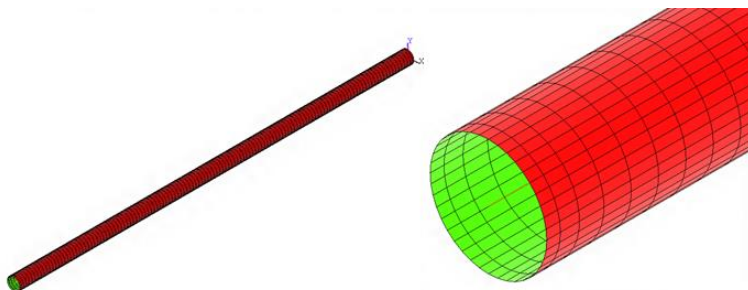


Figura 4.6 - Malha composta de elementos SHELL181.

As análises usando o elemento tipo *PIPE* foram feitas para três diferentes funções de forma. Desejava-se saber se existiriam grandes discrepâncias nas respostas produzidas com funções-base lineares, quadráticas e cúbicas. Entretanto, os resultados para as frequências naturais mostraram-se muito próximos, quase idênticos, como mostra a Figura 4.7.

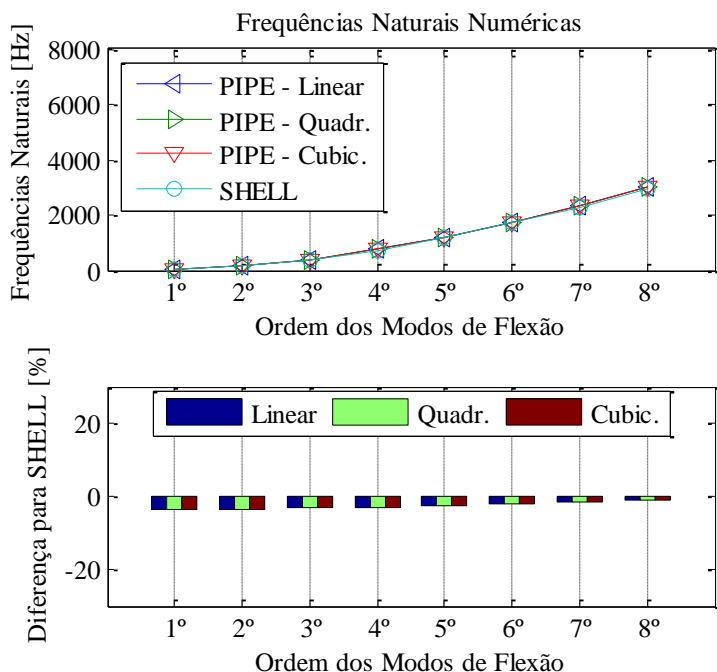


Figura 4.7 – Frequências naturais obtidas por modelos numéricos utilizando três funções de forma de elementos tipo PIPE e elemento tipo SHELL, e diferença das três formas de PIPE em relação ao SHELL calculada a partir da Equação (4.4).

A simulação da análise modal considerou uma extremidade engastada e a outra livre. Desta análise foram selecionados apenas os modos de flexão, cujas frequências naturais são mostradas na figura acima.

Nenhuma diferença significativa foi observada nas frequências naturais de flexão (tendo como base os resultados com *SHELL*) nos 14 primeiros modos, sendo inferior a 4% e praticamente não variou entre as funções lineares, quadráticas e cúbicas. O principal fator de decisão entre um ou outro tipo de elemento resume-se, portanto, ao custo computacional envolvido. A depender da aplicação, a utilização do elemento *PIPE* pode reduzir consideravelmente o tempo de processamento.

4.1.3 Comparação entre Resultados Analíticos e Numéricos

Foram comparadas e analisadas as frequências naturais calculadas analiticamente para a viga Euler-Bernoulli e Timoshenko, considerando inércia rotatória e deformação por cisalhamento, com as obtidas pelo MEF usando a malha *SHELL*. O elemento *SHELL* foi escolhido pela facilidade de aplicação nas análises posteriores do tubo de descarga acoplado à carcaça, cuja malha, composta deste tipo de elemento, já foi previamente testada e ajustada. A comparação analítico-numérico está ilustrada na Figura 4.8

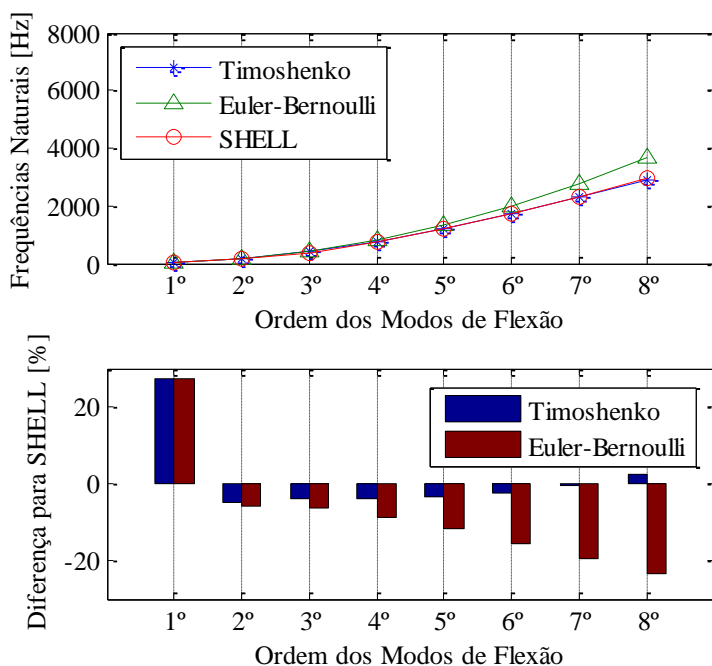


Figura 4.8 – Frequências naturais obtidas pelas formulações analíticas de Euler-Bernoulli e Timoshenko, e pelo MEF usando *SHELL*. Respectivas diferenças dos modelos analíticos vs. numérico.

Vale destacar que foi considerada uma estrutura tubular de 139,51 mm de comprimento, 6 mm de diâmetro externo e 1,5 mm de espessura

da parede, assim como propriedades do material idênticas para as três análises.

Observa-se uma diferença da ordem de 25% no primeiro modo de vibração das frequências analíticas para os resultados numéricos. Isto acontece em decorrência dos efeitos de campo próximo citados por Heckl e Timoshenko, alertando que a configuração engastada-livre resulta numa equação transcendental. Analisou-se também que até o 9º modo de flexão, a diferença entre os modelos MEF e Timoshenko é inferior a 7%. Acima do 9º modo, o aumento da discrepância entre os modelos deve-se às limitações das correções de inércia rotatória e deformação por cisalhamento já discutidas nas Seções 3.2 e 4.1.1. Mesmo assim, os experimentos de caracterização do material do tubo serão conduzidos até o 8º modo, onde há um nível de concordância satisfatório entre os modelos.

Com relação ao modelo Euler-Bernoulli, observa-se uma diferença sempre crescente comparado ao MEF, com valores das frequências naturais aumentando em relação às numéricas a partir do 2º modo de flexão. Devido a esta diferença significativa o modelo Euler-Bernoulli não foi considerado adequado para caracterização do material.

4.2 DESCRIÇÃO DO EXPERIMENTO

Dois corpos de prova foram usados para a determinação das propriedades do material, feitos de PTFE em formato tubular, com 6 mm de diâmetro externo, 1,5 mm de espessura da parede, 139,51 mm e 86,65 mm de comprimento.

O experimento realizado visa a obtenção da função resposta em frequência dos corpos de prova, excitando uma de suas extremidades com deslocamento transversal (eixo y) restringindo quaisquer outras translações e rotações neste ponto (engaste), medindo a aceleração nesta fixação e velocidade transversal na extremidade livre.



Figura 4.9 - Amostras e detalhe da fixação ao excitador de vibração.

O objetivo central é determinar o módulo de elasticidade E a partir das frequências de ressonância e o fator de perda η a partir da banda de meia potência, informações contidas nas FRF obtidas experimentalmente. As demais propriedades necessárias à aplicação do modelo foram obtidas da literatura, sendo coeficiente de Poisson $\nu = 0,45$, densidade $\rho = 2175 \text{ kg/m}^3$ e módulo de cisalhamento G calculado a partir da Equação (2.2).

O tubo se comporta como uma viga, donde suas frequências naturais podem ser comparadas com as obtidas analiticamente. Considera-se portanto o uso do modelo analítico de vigas Timoshenko para a caracterização.

Inicialmente, os corpos de prova foram testados à temperatura ambiente (em torno de 23°C) e depois submetidos à uma variação de 0°C a 50°C intervalados em 5°C . No primeiro momento, a faixa de frequência da medição foi de 10 Hz a 5000 Hz com uma resolução digital de aproximadamente 0,78 Hz. Para testes com variação de temperatura a faixa ficou de 10 Hz a 2000 Hz com uma resolução de 0,31 Hz. A Figura 4.10 mostra a montagem do experimento.

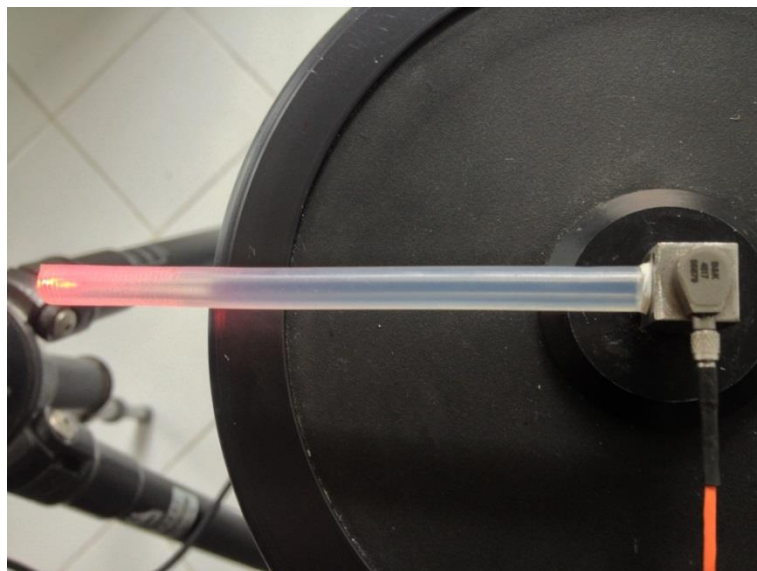


Figura 4.10 - Experimento para medição das FRFs dos corpos de prova.

Os corpos de prova (tubos) foram excitados com um sinal tipo ruído branco. A vibração do tubo na extremidade fixada no excitador foi

medida por um acelerômetro (B&K 4517, de 5 g) e a resposta na extremidade livre foi obtida com um vibrômetro a Laser (Ometron VH-1000-D). Ao relacionar-se os dois espectros foram obtidas funções resposta em frequência, as quais fornecem frequências de ressonância e os respectivos amortecimentos.

4.3 RESULTADOS A TEMPERATURA AMBIENTE

As medições das respostas em frequência para cada corpo de prova foram repetidas pelo menos três vezes a fim de verificar a consistência dos resultados. Lembra-se que os tubos ensaiados tinham comprimento 86,65 mm e 139,51 mm. Os resultados estão mostrados nas Figura 4.11 e Figura 4.12, respectivamente. Observa-se que nas ressonâncias a coerência é maior que 0,90, que mede a linearidade do sistema avaliando se a resposta possui alta relação com o sinal de entrada. O amortecimento na forma do fator de perda η foi determinado pelo método da banda de meia potência e o módulo de elasticidade E obtido através de ajuste do modelo analítico de viga Timoshenko. Observa-se que para o tubo de 86,65 mm foi desprezado o primeiro modo pelo fato da resposta apresentar-se pouco confiável.

Para o tubo maior, com 139,51 mm de comprimento, o primeiro e o terceiro modos também foram desprezados por apresentarem coerência muito baixa. No caso do terceiro notou-se a existência de um modo de torção próximo. Mesmo assim foram consideradas as oito frequências naturais para fazer a caracterização do módulo de elasticidade.

Os valores do fator de perda obtidos para todos os modos considerados coerentes oscilam entre 0,025 e 0,031. Nota-se uma pequena tendência de aumento de η na frequência. Entretanto, esta variação é tão pequena que, para efeitos práticos, pode-se considerar um valor médio.

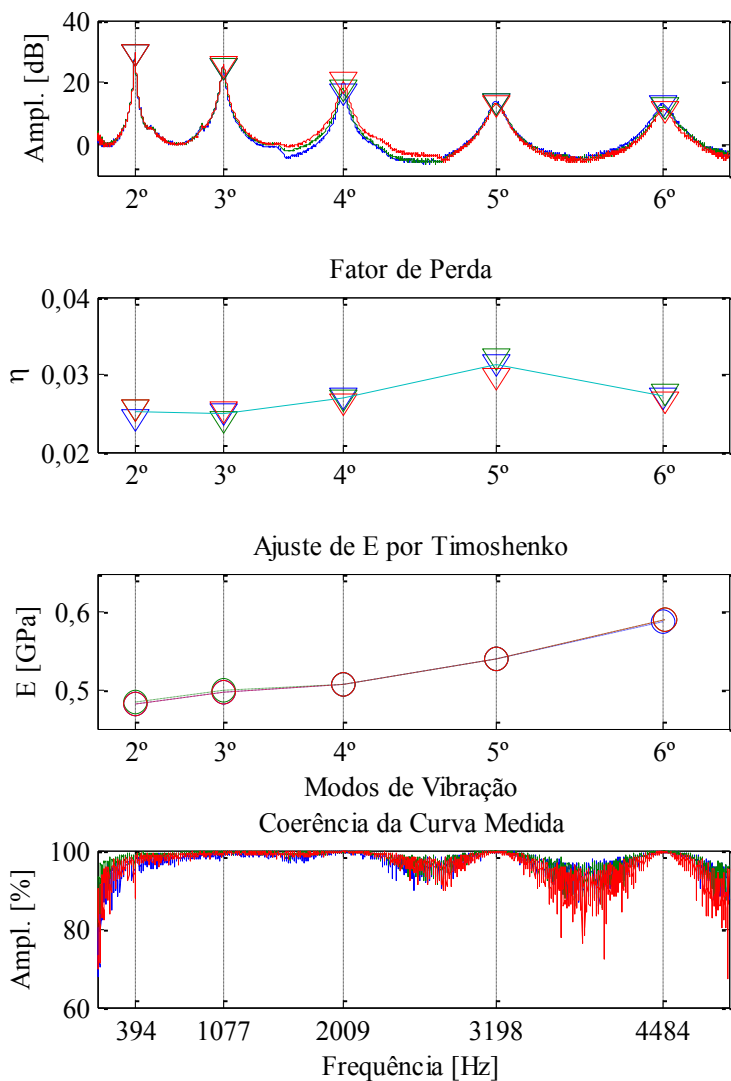


Figura 4.11 - Resposta em frequência, fator de perda η por banda de meia potência e módulo E ajustados por modelo Timoshenko - Tubo 86,65 mm, a 20°C.

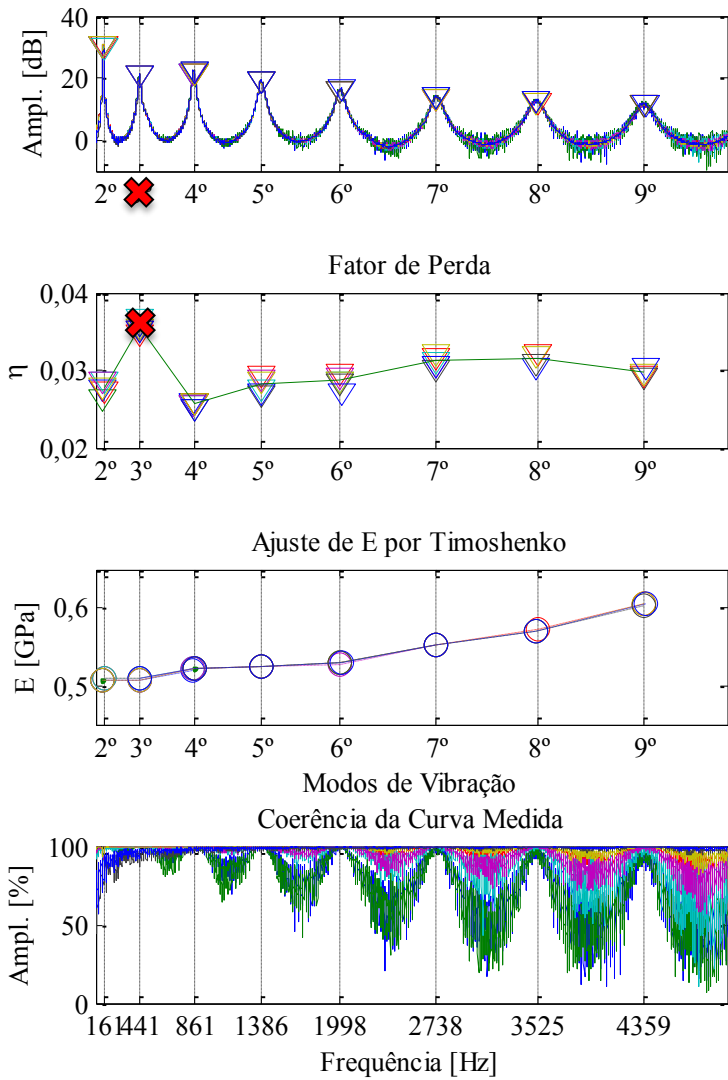


Figura 4.12 – Resposta em frequência, fator de perda η por banda de meia potência e módulo E ajustados por modelo Timoshenko - Tubo 139,51 mm, a 20°C.

Os módulos de elasticidade obtidos através das FRFs dos tubos maior e menor foram calculados através de ajuste usando a formulação de viga Timoshenko. Observa-se boa concordância entre os resultados dos tubos maior e menor, e grande variação com a frequência, apesar dos valores dos módulos nesta ordem de grandeza não promoverem grandes mudanças no aspecto vibratório.

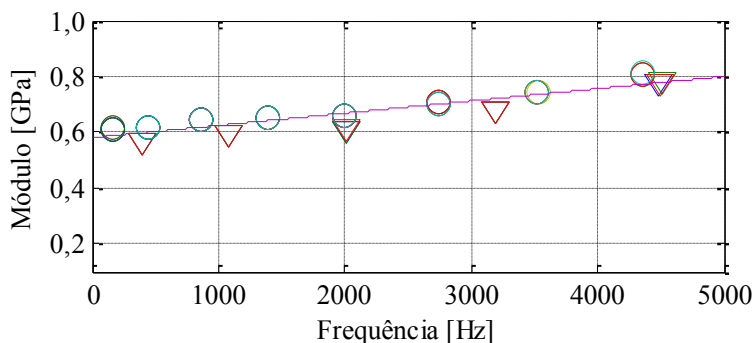


Figura 4.13 - Módulos de elasticidade ajustados modo-a-modo utilizando formulação analítica de vigas Timoshenko. Tubo 139,51 mm por “O”, tubo 86,65 mm por “V”.

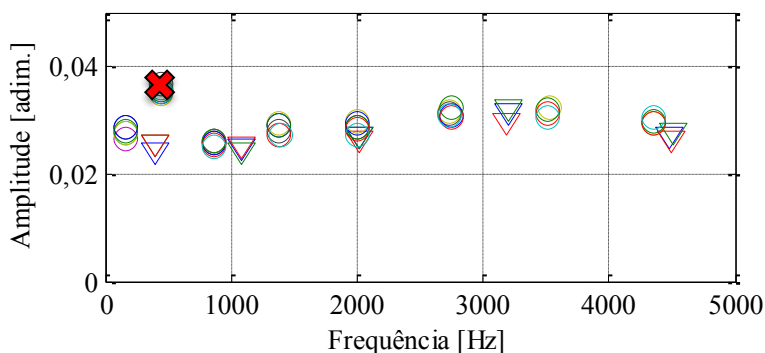


Figura 4.14 - Fatores de perda η calculados a partir da banda de meia potência para tubo maior (139,51 mm “O”) e menor (86,65 mm “V”).

Sobre o fator de perda η , observa-se novamente uma boa concordância entre os resultados de ambas as medições e conclui-se que

este é praticamente constante com a frequência, da ordem de 0,025 para a temperatura ambiente (23°C).

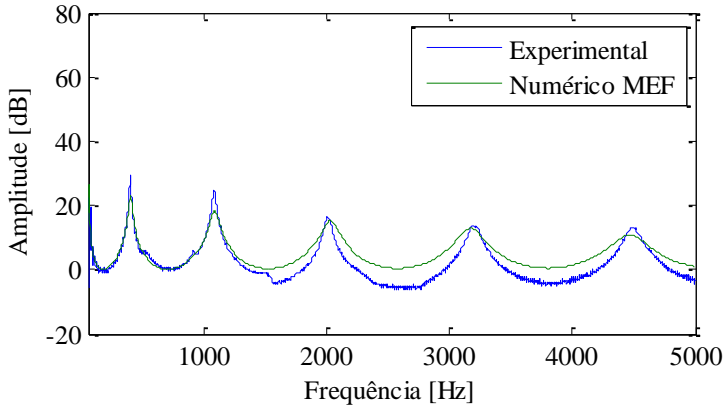


Figura 4.15 - Ajuste manual do módulo de elasticidade e do fator de perda η do tubo menor (86,65 mm) ($E = 0,675$ GPa e $\eta = 0,027$).

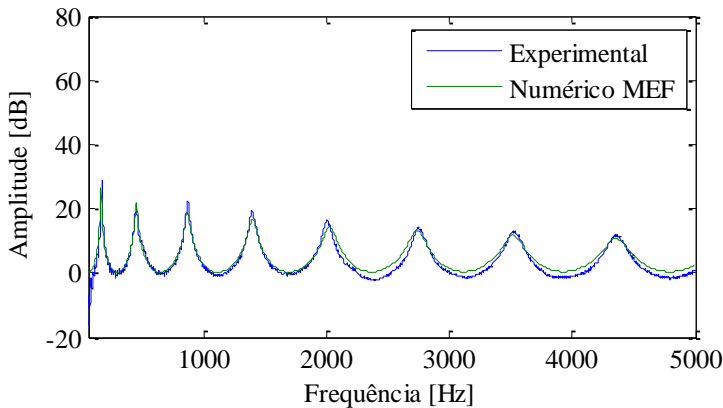


Figura 4.16 - Ajuste manual do módulo de elasticidade e fator de perda η do tubo maior (139,51 mm) ($E = 0,72$ GPa e $\eta = 0,023$).

Observa-se a tendência muito similar nos resultados experimentais. Como forma de verificação dos valores de módulo de elasticidade e amortecimento obtidos estes foram aplicados no modelo numérico em MEF usando elemento *SHELL*, sendo reproduzidas as

curvas de resposta em frequência como mostram as Figura 4.15 e Figura 4.16.

4.4 PROPRIEDADES COM VARIAÇÃO DE TEMPERATURA

O experimento conduzido para a obtenção de dados com a variação de temperatura difere da montagem anterior pelo fato de ser instalado em uma câmara térmica, capaz de variar a temperatura de -20°C a 70°C . Para isso, foi usado um transdutor magnético para medir as vibrações do tubo, ao invés do vibrômetro a laser, como mostra a Figura 4.17.

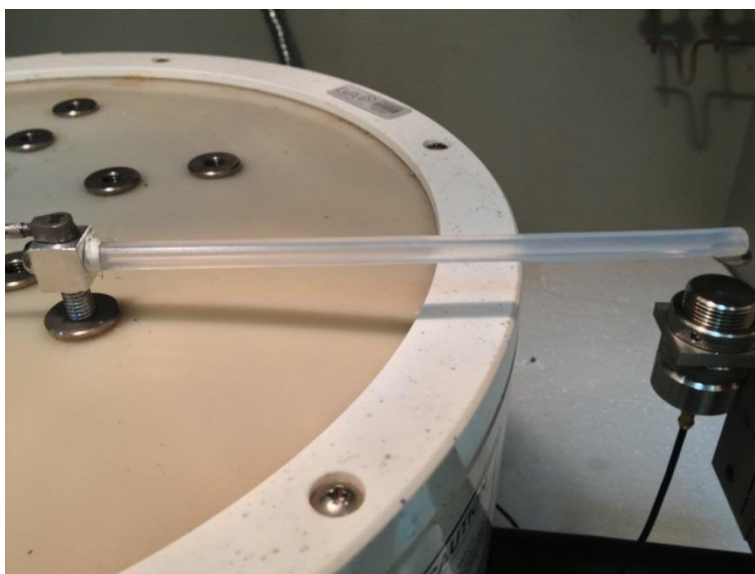


Figura 4.17 - Montagem do Experimento para Obter Propriedades com Variação de Temperatura

A amostra utilizada foi o mesmo tubo maior anterior, com 139,51mm de comprimento, 3mm de diâmetro interno e 6mm de diâmetro externo, montado no engaste metálico para fixação no excitador. Um pequeno parafuso foi utilizado para melhorar a fixação no engaste.

Novamente, um acelerômetro fixado sobre o engaste foi usado como referência. Na extremidade do tubo foi colado um pequeno disco metálico para captura de sinal pelo transdutor magnético. Este disco não

foi modelado em MEF por se tratar duma massa muito pequena, podendo ser desprezada.

A faixa de frequência medida foi de 10 Hz a 2000 Hz com uma resolução digital de 0,31 Hz. A coerência acima deste limite já não satisfazia os critérios de análise por estar muito baixa. Variou-se a temperatura de 0°C a 50°C em intervalos de 5°C, obtendo-se as respostas em frequência para cada uma.

Para a determinação do módulo de elasticidade E foi usado o mesmo procedimento de ajuste manual usando o modelo numérico MEF. Para cálculo do fator de perda η , também foi usada a banda de meia potência. Observou-se que os módulos e os fatores de perda variam com a frequência, semelhante aos experimentos feitos anteriormente.

Em todas as FRF obtidas, pelo menos quatro modos de flexão nítidos foram medidos, permitindo criar um gráfico de dispersão com 200 pontos para módulos de elasticidade e fatores de perda.

Calculou-se uma média dos módulos de elasticidade de cada temperatura para a elaboração da Figura 4.18.

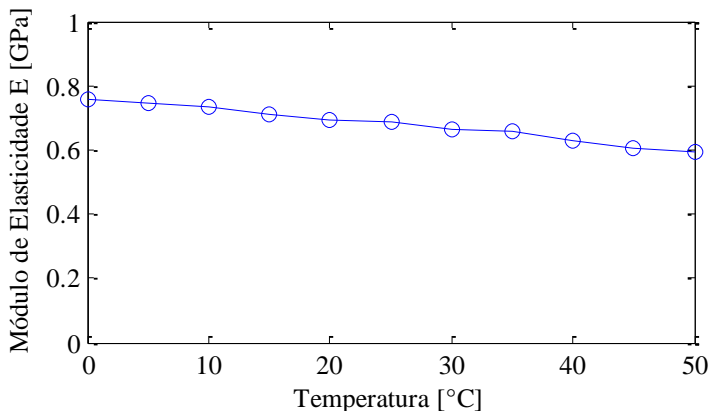


Figura 4.18 - Variação da média dos módulos de elasticidade E com a temperatura.

A Figura 4.18 ilustra um decrescimento praticamente linear do módulo de elasticidade com a temperatura. Um nomograma de frequência reduzida também foi confeccionado a partir dos resultados.

Segundo Ferry e Nashif, o princípio de superposição frequência-temperatura é uma forma adequada para obter-se uma caracterização ampla a partir de um conjunto de dados experimentais limitados.

Baseando-se na premissa dos efeitos de frequência e temperatura serem reciprocamente equivalentes em relação às propriedades do material, pode-se então representar diversas curvas de propriedades dinâmicas superpostas sobre uma temperatura de referência arbitrária, atribuindo deslocamentos em frequência apropriados. O módulo de elasticidade e fator de perda são ilustrados em duas curvas únicas que abrangem todas as informações (propriedade em função da frequência e da temperatura).

Tem-se que, matematicamente, a função em frequência reduzida do módulo de elasticidade será:

$$E_0(\omega_r) = \left(\frac{T_0 \rho_0}{T \rho} \right) E(\omega, T), \quad (4.2)$$

e do fator de perda:

$$(\eta_G)_0(\omega_r) = \eta(\omega, T), \quad (4.3)$$

sendo ω_r a frequência reduzida, T_0 a temperatura de referência (em escala absoluta), ρ_0 a densidade do material na temperatura de referência, T a temperatura de superposição e ρ a densidade do material nesta temperatura.

A frequência reduzida ω_r é dada por $\alpha_T(T) \cdot \omega$, sendo α_T o fator de deslocamento na frequência, cujo comportamento pode ser modelado de diversas formas. Uma das mais comuns é ajustar os valores à equação empírica conhecida como WLF (Williams-Landel-Ferry), por produzir resultados consoantes com dados experimentais, escrita na forma:

$$\log_{10} \alpha_T(T) = \frac{-\theta_1(T - T_0)}{\theta_2 + T - T_0}, \quad (4.4)$$

onde θ_1 e θ_2 são parâmetros a serem determinados para cada material.

Uma vez ajustadas no formato de frequência reduzida, as propriedades de módulo de elasticidade e fator de perda são exibidas de forma padronizada, conhecida como nomograma de frequência reduzida. O nomograma para o PTFE pode ser observado na Figura 4.19.

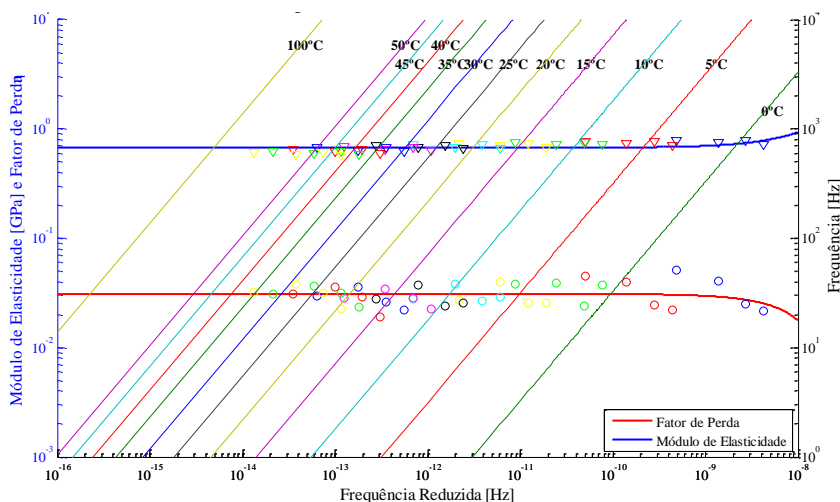


Figura 4.19 - Nomograma de frequência reduzida das propriedades mecânicas do Politetrafluoretileno mostrando variação do módulo de elasticidade E e do fator de perda η com a temperatura e frequência.

Observa-se, a partir da Figura 4.19, um comportamento linear praticamente constante de ambas as propriedades. Entretanto, por não realizar os testes referidos até a temperatura de trabalho, lembra-se que é pouco seguro inferir sobre o comportamento do material em temperaturas muito distantes das medidas.

Conclui-se que o PTFE é um material estável, com boa previsibilidade do seu comportamento perante variação de frequência e de temperatura. Seu módulo de elasticidade é da ordem de 0,7 GPa e seu fator de perda da ordem de 0,035 (Figura 4.19). Essas propriedades serão utilizadas nas simulações numéricas subsequentes para análises de fluxo de potência vibratória e comparações com tubo de descarga convencional, construído em aço cobreado.

Os tubos a serem analisados posteriormente terão geometrias diferentes, variações nos raios de curvatura, conexão à carcaça o que fornece uma condição de contorno tipo impedância complexa, e submetido a uma pressão interna. Todos estes efeitos serão melhor analisados através de modelos numéricos em MEF. Alguns tipos elementos diferentes e o uso de um super-elemento como condição de contorno serão analisados a seguir.

5 EFEITO DA PRESSURIZAÇÃO DO TUBO

Poucos estudos dos efeitos de pressurização em tubos avaliando sua interferência no aspecto vibratório são encontrados na literatura. Tem-se observado que estes efeitos não estão perfeitamente esclarecidos. Portanto, esta seção trata exclusivamente da pressurização na vibração de tubos.

Esta análise diz respeito apenas aos modos de flexão de tubos pressurizados, semelhantes às formas modais de uma viga, cujas formulações já foram discutidas na Seção 3. É uma forma conveniente de avaliar o problema utilizando as formulações de Timoshenko para fundamentar as análises subsequentes. Os estudos foram pautados nos trabalhos de Fyrileiv & Collberg [16], Leissa [17], e da norma DNV-RP-F105 de 2006. Leissa descreve de forma detalhada vários aspectos relativos aos efeitos da pressurização na vibração de cascas circulares cilíndricas e modos de vibração, e suas respectivas formulações analíticas. Fyrileiv & Collberg e a norma DNV-RP-F105 abordam o efeito da pressão num tubo como uma componente de força axial equivalente, conforme abordado neste capítulo.

5.1 CONCEITO DA FORÇA AXIAL EFETIVA

Conforme aborda a norma DNV-RP-F105 de 2006 e também analisada por Fyrileiv & Collberg [16], a força axial efetiva é uma forma de simplificar os cálculos de vibração em estruturas tubulares submetidas a uma pressão interna ou externa.

O conceito baseia-se na decomposição da pressão que atua sobre uma seção tubular com aberturas nas extremidades, em duas componentes. Uma delas refere-se à pressão equivalente atuando em todas as faces desta mesma seção, agora fechada nas extremidades, e a outra considera uma força axial resultante, contrária à força causada pela pressão nas extremidades fechadas, cuja intensidade é dada por pS_s de cada lado, sendo p é a pressão, S_s é a área da seção transversal que sofre efeito da pressão. Essa força axial pS_s da segunda componente, somada à força da pressão da primeira componente, realiza o cancelamento de forças, resultando na representação matemática do problema inicial. A esta força dá-se o nome força axial efetiva.

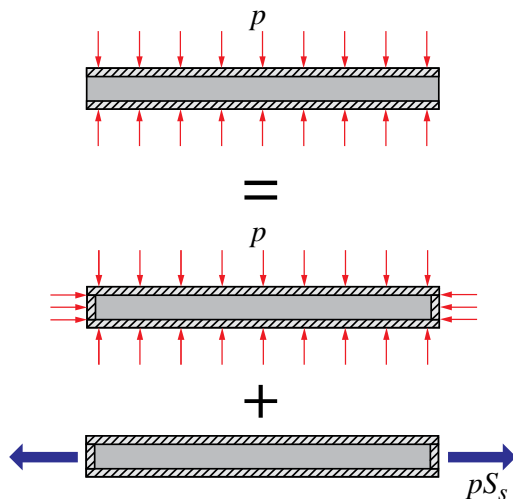


Figura 5.1 – Ilustração representando o conceito da força axial efetiva, que parte do princípio da subdivisão de uma pressão hidrostática em duas componentes.

5.2 COMPARAÇÃO ENTRE DIFERENTES MODELOS

Desejam-se analisar os efeitos de pressão nas frequências naturais dos modos de flexão através de três modelos diferentes: a formulação analítica para vigas Timoshenko, simulação numérica usando elemento *SHELL* considerando uma pressão hidrostática (incidindo radialmente nas paredes tubo) e uma simulação numérica considerando forças axiais equivalentes à pressão hidrostática.

Nesta análise será considerado um tubo simplesmente apoiado nas extremidades, com 300 mm de comprimento, diâmetro externo de 6 mm, diâmetro interno de 3 mm e material com módulo $E = 0,63$ GPa, densidade $\rho = 2175$ kg/m³ e coeficiente de Poisson $\nu = 0,45$. Todas as análises neste capítulo serão realizadas no tubo com estas características.

A malha utilizada nas simulações numéricas possui 24 elementos na circunferência e 247 elementos ao longo do comprimento, totalizando 5928 elementos.

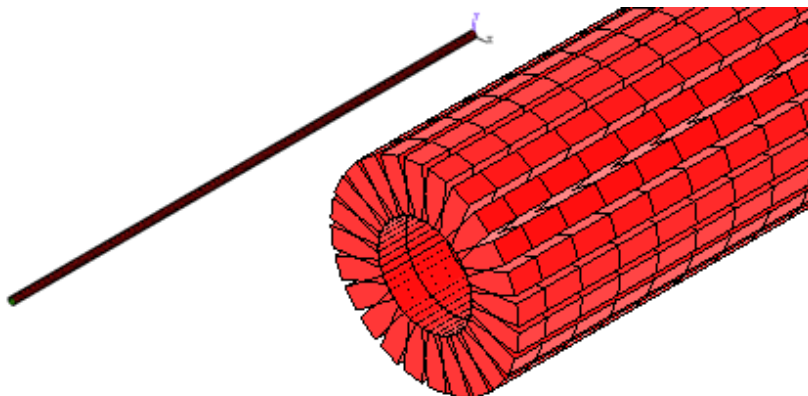


Figura 5.2 - Malha utilizada nas simulações numéricas para analisar efeito de pressurização nos modos de flexão.

Inicialmente são comparados os resultados do modelo analítico de viga Timoshenko, considerando efeitos de inércia rotatória e deformação por cisalhamento, e do modelo numérico MEF usando elementos *SHELL*. Foram analisados os 20 primeiros modos de flexão e suas respectivas frequências naturais, sendo algumas expressas na Tabela 3, para efeito de comparação.

Tabela 3 - Frequências naturais [Hz] dos modos de flexão sem pressurização, obtidos pelo modelo analítico de Timoshenko e numérico MEF usando elemento *SHELL*

Modo	Analítico	Numérico
1	15,7	15,0
2	62,8	60,0
3	140,7	134,4
5	385,9	368,7
10	1448,3	1397,1
20	4268,7	4738,9

A Figura 5.3 mostra as frequências dos respectivos modos de flexão calculados pelos dois modelos, para demonstrar de forma mais nítida os resultados. Observa-se boa concordância até o 15º modo com diferenças inferiores a 5%. Modos de ordem mais alta, entretanto, tendem a maiores discrepâncias entre os resultados. Isto se deve ao modelo analítico de Timoshenko deixar de ser representativo, perdendo o significado físico para frequências muito altas.

A Figura 5.4 mostra a diferença entre as frequências calculadas a partir da Equação (4.4), em percentual.

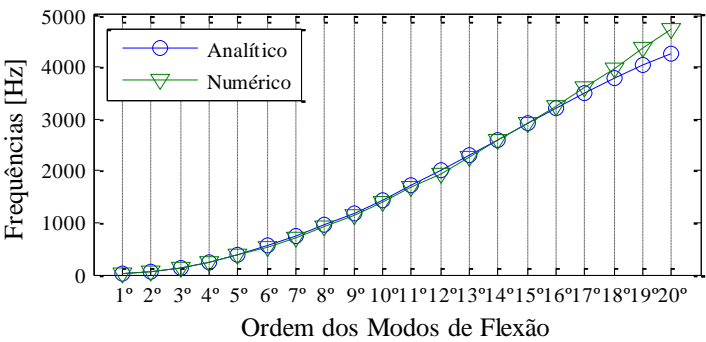


Figura 5.3 – Frequências naturais dos respectivos modos de flexão do tubo sem pressurização, para modelos de viga Timoshenko e numérico.

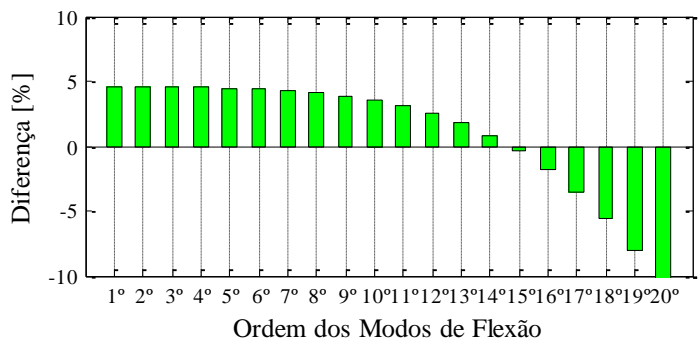


Figura 5.4 - Diferença entre as frequências naturais calculadas pelo modelo de viga Timoshenko e pelo modelo numérico, sem pressurização.

5.2.1 Efeito da Pressão Interna

Tendo em vista a boa concordância entre os resultados dos modelos analítico e numérico, foi analisado o efeito da pressão interna sobre o tubo. Foi prevista então uma pressão interna de 15 Bar, mantendo constantes as demais propriedades da análise.

A análise analítica foi calculada considerando a pressão interna representada como uma força axial efetiva de compressão. A análise

numérica considerou uma pressão hidrostática aplicada no sentido radial nas paredes do tubo e uma segunda análise numérica considerou uma força axial de compressão equivalente à essa pressão aplicada. Os resultados estão na Tabela 4, e as diferenças estão mostradas na Figura 5.6.

Tabela 4 - Frequências naturais [Hz] dos modos de flexão considerando 15bar de pressão interna, obtidas pelo modelo analítico de Timoshenko considerando força axial efetiva, numérico MEF usando elemento *SHELL* considerando pressão estática (radial) e numérico MEF considerando força axial efetiva.

Modo	Analítico	Numérico _{pressão}	Numérico _{axial}
3	92,1	72,9	73,8
5	343,9	317,5	319,2
10	1410,5	1347,6	1354,7
20	4241,1	4687,3	4721,7

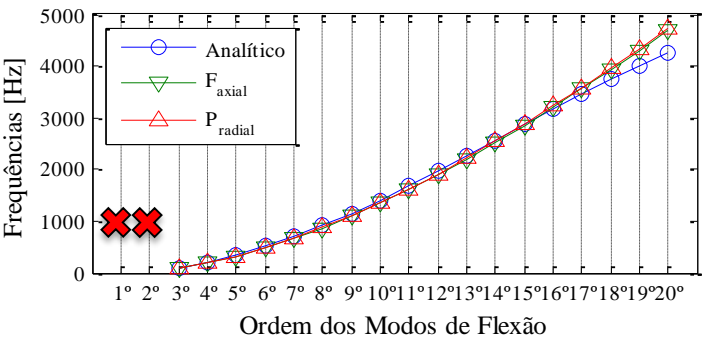


Figura 5.5 – Frequências naturais obtidas modo-a-modo dos três modelos (Timoshenko com esforço axial, numérico com pressão interna e numérico com força axial) com pressão interna de 15bar.

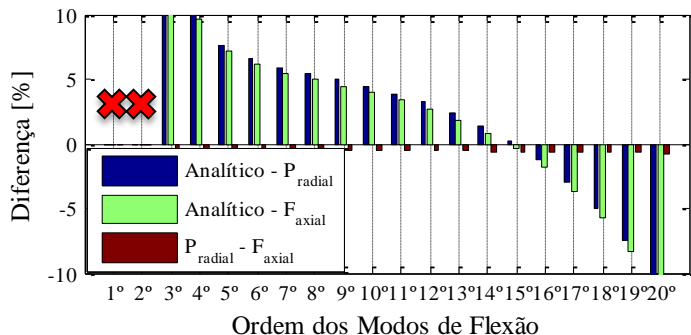


Figura 5.6 – Diferenças entre os modelos da viga Timoshenko com força axial, numérico com pressão hidrostática e Numérico com força axial, considerando 15bar de pressão interna.

Este resultado mostra que a abordagem da força axial efetiva para simplificar os efeitos de pressurização em tubos é bastante consistente.

A diferença entre as duas abordagens numéricas permanece praticamente constante, da ordem de 1%. Entretanto, lembra-se que a formulação analítica possui o fator de correção baseado na teoria de vigas Euler-Bernoulli, que não considera efeitos de inércia rotatória e cisalhamento. Lembra-se que, apesar da adaptação nas frequências naturais calculadas por Timoshenko aproximarem os resultados das análises numéricas, sua diferença ainda é notável.

Conclui-se que a simulação do efeito da pressão interna representada por uma força axial de compressão equivalente proporciona uma diferença de apenas 0,5% das frequências naturais de flexão, como mostra a Figura 5.6. A diferença em relação às frequências analíticas aumenta ligeiramente nos primeiros modos [16, 9]. Por exemplo, para o terceiro modo a diferença entre o resultado analítico por Timoshenko em relação aos resultados numéricos é significativa. Acredita-se que se deve ao fato do valor da força axial resultante ser próximo ao valor da carga crítica de flambagem correspondente a este modo.

Observa-se que quando submetida à pressão interna de 15 bar a primeira ressonância ocorre em 73 Hz, aproximadamente, tendo forma modal correspondente ao terceiro modo de vibração. Isso se deu pois, com 15bar de pressão e com as propriedades testadas, foi alcançado o limite de instabilidade por flambagem. As frequências naturais nestes modos não possuem sentido físico, que ocorre quando o argumento da raiz da Equação (4.4) resulta num número negativo. Para uma pressão interna de 30 bar, tem-se o mesmo comportamento, para os três primeiros modos.

Tabela 5 - Frequências naturais [Hz] dos modos de flexão considerando 30bar de pressão interna, obtidas pelo modelo analítico de Timoshenko considerando força axial efetiva, numérico MEF usando elemento *SHELL* considerando pressão estática (radial) e numérico MEF considerando força axial efetiva.

Modo	Analítico	Numérico _{pressão}	Numérico _{axial}
4	148,6	106,3	108,2
5	296,0	256,2	258,4
10	1371,7	1296,2	1303,8
20	4213,4	4635,1	4669,5

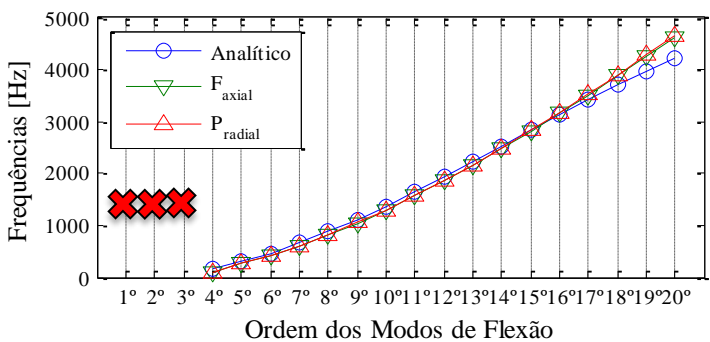


Figura 5.7 - Frequências naturais obtidas modo-a-modo dos três modelos (vigas Timoshenko com força axial, numérico com pressão interna e numérico com força axial) com pressão interna de 30bar.

A diferença entre as duas abordagens numéricas também aumenta ligeiramente para a ordem de 0,65%, mas ainda é um valor muito pequeno e pode ser desprezado.

Pode-se concluir que os resultados apresentam boa concordância entre a representação da pressão interna como uma pressão estática atuando radialmente nas paredes do tubo, e da mesma traduzida numa força axial efetiva de compressão.

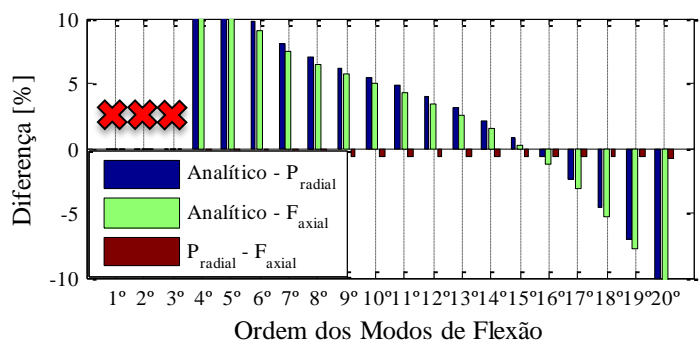


Figura 5.8 - Diferenças entre os modelos da viga Timoshenko com força axial, Numérico com pressão hidrostática e Numérico com força axial, considerando 30bar de pressão interna.

5.2.2 Efeito da Pressão Externa

Dando sequência aos procedimentos de validação do conceito de pressão como força axial efetiva, também foram feitas simulações considerando pressão externa. Semelhante aos testes anteriores, agora considera-se inicialmente 15 bar de pressão externa e, posteriormente, uma pressão de 30 bar. As frequências naturais obtidas são comparadas em forma gráfica variando com a ordem dos modos de flexão e mostrando as diferenças em porcentagem.

Tabela 6 - Frequências naturais [Hz] dos modos de flexão considerando 15bar de pressão externa, obtidas pelo modelo analítico de Timoshenko considerando força axial efetiva, numérico MEF usando elemento SHELL considerando pressão estática (radial) e numérico MEF considerando força axial efetiva.

Modos	Analítico	Numérico _{pressão}	Numérico _{axial}
1	39,0	40,6	40,6
2	95,0	96,3	96,5
3	176,5	175,5	175,9
5	423,7	413,5	414,8
10	1485,1	1444,8	1451,1
20	4296,0	4790,0	4824,5

Observa-se uma mudança no comportamento da diferença entre os modelos: as frequências naturais analíticas dos modos de menor ordem mostram-se menores que as numéricas. É importante a ser analisado, já que as forças axiais impostas agora possuem sentido contrário ao da simulação anterior.

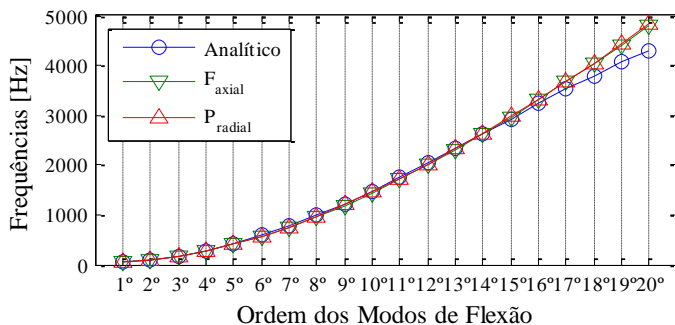


Figura 5.9 - Frequências naturais obtidas modo-a-modo dos três modelos (vigas Timoshenko com força axial, numérico com pressão hidrostática e numérico com força axial) sofrendo uma pressão externa de 15bar.

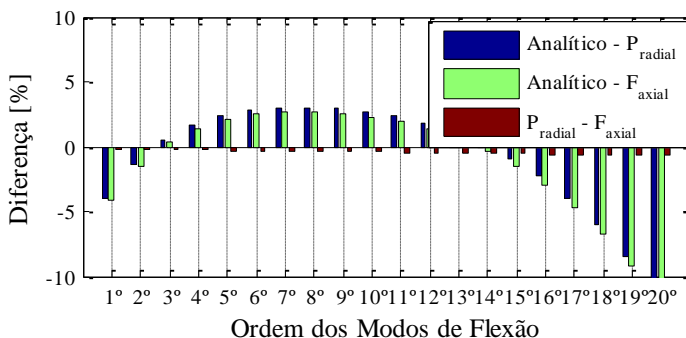


Figura 5.10 - Diferenças entre os modelos da viga Timoshenko com força axial, numérico com pressão hidrostática e numérico com força axial, considerando 15bar de pressão externa.

Observa-se que a diferença entre as duas abordagens numéricas, considerando pressão interna e considerando apenas a força axial efetiva, mostra um ligeiro aumento com o aumento da ordem dos modos de flexão, porém esta continua sendo muito pequena, no máximo da ordem de 0,6%.

Em seguida foram analisadas as frequências naturais dos modos de flexão do tubo submetido à uma pressão externa de 30 bar. As frequências obtidas podem ser vistas na Tabela 7 e Figura 5.11.

Tabela 7 - Frequências naturais [Hz] dos modos de flexão considerando 30bar de pressão externa, obtidas pelo modelo analítico de Timoshenko considerando força axial efetiva, numérico MEF

usando elemento *SHELL* considerando pressão estática (radial) e numérico MEF considerando força axial efetiva

Modos	Analítico	Númérico _{pressão}	Númérico _{axial}
1	52,9	55,4	55,5
2	118,7	122,2	122,4
3	206,1	208,6	209,1
5	458,5	454,0	455,2
10	1521,0	1491,0	1496,9
20	4323,2	4840,4	4875,1

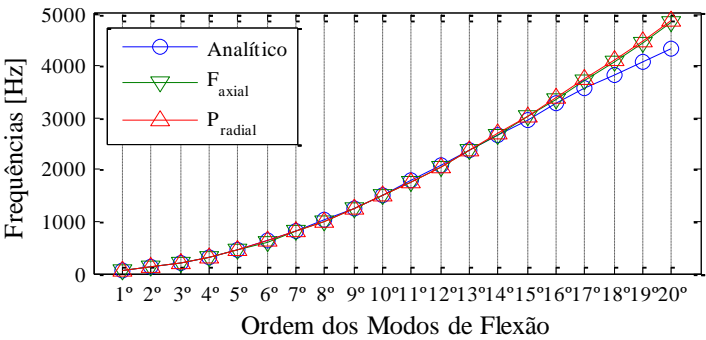


Figura 5.11 - Frequências naturais obtidas por três modelos: vigas Timoshenko com força axial, numérico com pressão hidrostática e numérico com força axial. Pressão externa de 30bar.

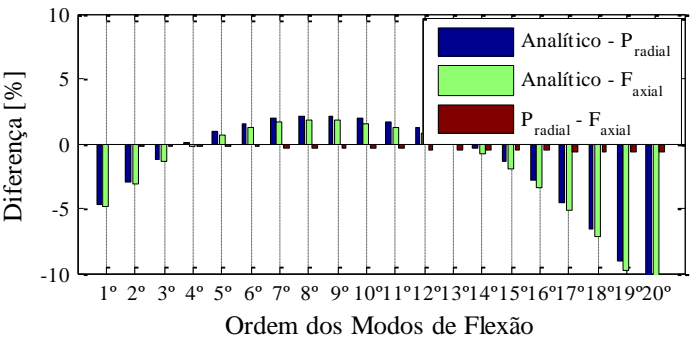


Figura 5.12 - Diferenças entre os modelos da viga Timoshenko com força axial, numérico com pressão hidrostática e numérico com força axial, considerando 30bar de pressão externa.

Conclui-se que a representação da pressão interna por uma força axial equivalente também é válida e as diferenças obtidas entre as simulações numéricas são muito pequenas, podendo ser desprezadas.

5.3 CONCLUSÕES SOBRE OS EFEITOS DE PRESSURIZAÇÃO DE TUBOS

Os resultados numéricos e analíticos demonstram que tubos submetidos a pressão interna possuem seus modos de vibração flexurais com frequências naturais **diminuídas** até o limite de “flambagem” [16, 17, 9]. Para frequências menores que aquelas correspondentes ao limite de flambagem proporcionado pela força axial correspondente, o tubo não apresenta ressonâncias. Esta região está representada como instável. Por outro lado, ao submeter o tubo a uma pressão externa, as frequências aumentam até a falha mecânica do material.

Tabela 8 – Frequências naturais [Hz] obtidas pelo modelo analítico de vigas Timoshenko, sob ação de uma força axial efetiva.

ordem	30bar _{externo}	15bar _{externo}	Sem Pressão	15bar _{interno}	30bar _{interno}
1	52,9	39,0	15,7	instável	instável
2	118,7	95,0	62,8	instável	instável
3	206,1	176,5	140,7	92,1	instável
5	458,5	423,7	385,9	343,9	296,0
10	1521,0	1485,1	1448,3	1410,5	1371,7
20	4323,2	4296,0	4268,7	4241,1	4213,4

Leissa [17, pp. 243, 244] também afirma que, para modos de vibração semelhantes aos de viga (flexurais), a pressão interna estática diminui suas frequências naturais. Este efeito se torna bastante significativo para pequenos valores de razão de massa comprimento do tubo (mR/l). A pressão interna crítica, que causa flambagem, é calculada pela expressão $E\pi^2 Rh/l^2$, onde E é o módulo de elasticidade, R é o raio externo, h a espessura do tubo e l o seu comprimento. Esta expressão de pressão interna crítica também é usada por Fyrileiv & Collberg [16], substituindo o termo Rh pelo momento de inércia da seção transversal I . Entretanto Leissa alerta que o fenômeno da flambagem acontece apenas para modos de flexão. Tal comportamento (diminuição das frequências naturais com aumento de pressão interna) não se aplica para modos de vibração axiais, radiais e circunferenciais.

Tabela 9 - Frequências naturais [Hz] obtidas pelo modelo numérico MEF usando elementos *SHELL*, submetido à pressões estáticas normais aos elementos.

modos	30bar_{externo}	15bar_{externo}	Sem Pressão	15bar_{interno}	30bar_{interno}
1	55,4	40,6	15,0	instável	instável
2	122,2	96,3	60,0	instável	instável
3	208,6	175,5	134,4	72,9	instável
5	454,0	413,5	368,7	317,5	256,2
10	1491,0	1444,8	1397,1	1347,6	1296,2
20	4840,4	4790,0	4738,9	4687,3	4635,1

A tendência do decréscimo das frequências naturais com o aumento da pressão interna é evidente, corroborando os estudos de Fyrileiv & Collberg [16]. Percebe-se também uma diminuição do efeito da pressão nas frequências mais altas, observando diferenças menores entre as frequências naturais de modos de flexão de mesma ordem.

Tabela 10 - Frequências naturais [Hz] obtidas pelo modelo numérico MEF, sofrendo efeito de uma força axial efetiva simulando pressão.

modos	30bar_{externo}	15bar_{externo}	Sem Pressão	15bar_{interno}	30bar_{interno}
1	55,5	40,6	15,0	instável	instável
2	122,4	96,5	60,0	instável	instável
3	209,1	175,9	134,4	73,8	instável
5	455,2	414,8	368,7	319,2	258,4
10	1496,9	1451,1	1397,1	1354,7	1303,8
20	4875,1	4824,5	4738,9	4721,7	4669,5

O próximo capítulo investigará sobre os efeitos de curvatura no fluxo de potência vibratória em tubos.

6 EFEITO DA CURVATURA NO FLUXO DE POTÊNCIA VIBRATÓRIA

O objetivo deste capítulo consiste em analisar a influência da curvatura do tubo no fluxo de potência vibratória para a carcaça. Não é de grande valia apenas conhecer as propriedades mecânicas do novo material e entender os efeitos da pressurização sem reconhecer a importância da geometria no ponto de vista vibro-acústico. Portanto, foram sistematicamente simulados 16 casos hipotéticos, variando a curvatura conferida ao tubo sendo 8 geometrias sem efeito de pressão interna e 8 geometrias atribuindo 13 bar de pressão. Os ângulos foram variados de 0° (tubo reto) até 90° com intervalos de 15°, e um caso com 180°. O raio de curvatura manteve-se igual a 30 mm em todos os casos e o comprimento total do tubo igual a 200 mm. A curva foi aplicada sempre no meio do tubo, deixando restar partes retas de comprimentos idênticos, descritos na Tabela 11.

Tabela 11 – Ângulos de curvatura analisados e comprimentos retos restantes em cada tubo.

15°	96,1 mm
30°	92,1 mm
45°	88,2 mm
60°	84,3 mm
75°	80,4 mm
90°	76,4 mm
180°	52,9 mm

Os tubos possuem uma seção transversal de 6 mm de diâmetro externo e 3 mm de diâmetro interno. As propriedades mecânicas utilizadas foram as do PTFE, com módulo de elasticidade de 0,7 GPa, densidade de 2175 kg/m³, coeficiente de Poisson de 0,45 e fator de perda igual a 0,03. As simulações usaram o método de elementos finitos onde o tubo (modelado com elementos *SHELL*), em todos os casos, está acoplado em uma extremidade a um super-elemento que representa a carcaça típica engastada, e na outra extremidade (livre) possui deslocamentos de 1 mm nas direções *x* e *z* e 0,5 mm na direção *y*, para cada um dos 12 nós distribuídos ao longo da circunferência do tubo. A discretização das malhas obedeceu o critério de 10 elementos por comprimento de onda, para simulações com frequência máxima de 5000 Hz.

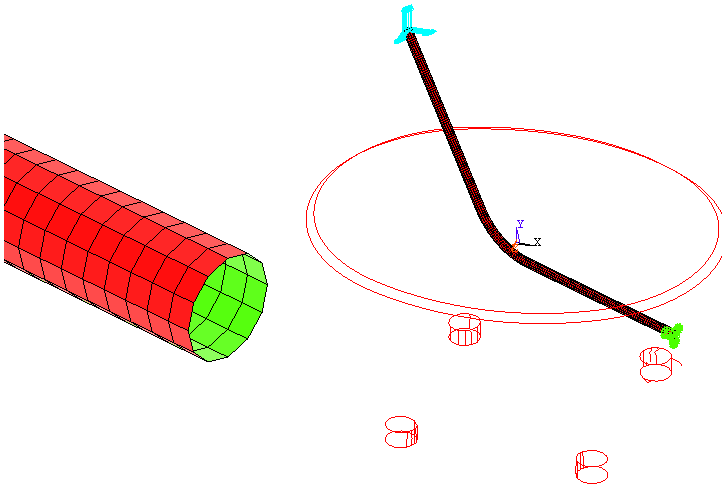


Figura 6.1 – Malha típica de um tubo com 60° de curvatura, raio de 30 mm e comprimento total de 200 mm. Forças aplicadas em x, y e z representadas em azul e acoplamento com o super-elemento representado em verde.

O fluxo de potência foi calculado no ponto de interseção com a carcaça (setas verdes na Figura 6.1) com base na formulação apresentada na Seção 3.5, pela Equação (3.30). Cada nó da interseção tubo-carcaça pertence a dois elementos, que significa duas informações de força de cada tipo (duas F_x , duas F_y , e assim sucessivamente). Portanto, as informações de forças e momentos consoantes foram somadas para cada nó. Já as velocidades são propriedades apenas dos deslocamentos de cada nó, e foram calculadas pela expressão $V = i\omega v$, sendo V a velocidade e v o deslocamento no ponto.

6.1 RESULTADOS DAS SIMULAÇÕES E OBSERVAÇÕES

Para facilitar a análise do fluxo de potência tubo-carcaça, os dados foram dispostos num gráfico tipo cachoeira (*waterfall*), de onde as cores mais quentes (vermelho) representam grandes amplitudes e cores frias (azul) representam amplitudes mais baixas. Estes gráficos auxiliam a visualização das tendências impostas pela curvatura, em banda estreita. Detalhes específicos nas curvaturas também serão abordados.

6.1.1 Tendências no Aumento da Curvatura

Na Figura 6.2, pode-se observar os fluxos de potência do tubo para a carcaça com curvaturas com pressão interna de 13 bar. O gráfico contendo a progressão das curvaturas sem pressão foi omitido por ser quase idêntico, já que a adição do efeito da pressão altera as amplitudes numa média de 2 dB. Verifica-se a concentração de grandes fluxos na região de maior densidade modal da carcaça, entre 3300 Hz e 5000 Hz. Verificou-se também que os maiores valores de amplitudes no fluxo de potência se dá em regiões muito próximas às frequências de modos longitudinais dos tubos simulados. Com respeito às frequências modais de flexão e de pulsação dos tubos, o fluxo de potência vibratória tem valores baixos, permitindo a interpretação de que esses modos possuem uma contribuição desprezível na transmissão de potência.

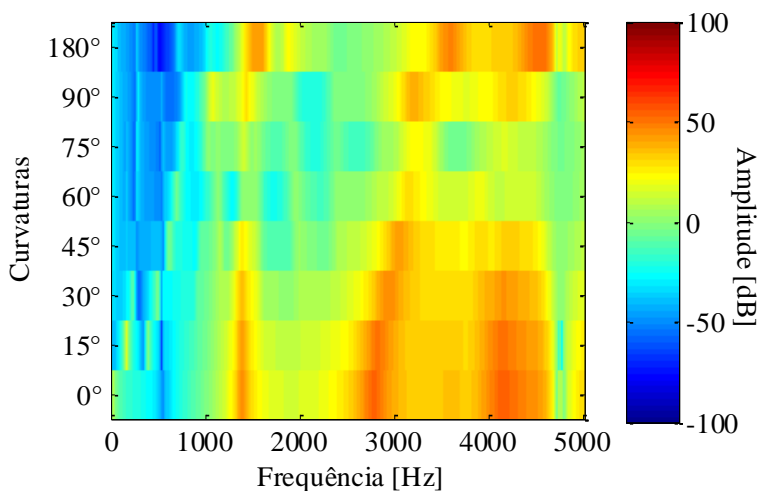


Figura 6.2 - Fluxo de potência com variação de curvatura, amplitudes em dB representadas em cores. 13 bar de pressão interna.

Com relação à progressão crescente na curvatura do tubo, pode-se observar um comportamento quase linear no deslocamento das frequências de maior fluxo energético. Nota-se que, pelo menos, três regiões de alta amplitude são deslocadas para uma frequência menor a cada 15° a mais de curvatura, e que este deslocamento é praticamente constante, ao notar no tubo reto as frequências de 1300 Hz, 2100 Hz e 2600 Hz que deslocam-se em 60° para 1100 Hz, 1900 Hz e 2400 Hz

respectivamente. A mesma tendência também pode ser verificada para pelo menos duas outras regiões que progridem na direção contrária, para uma frequência maior a cada intervalo de curvatura. A este comportamento pode-se atribuir a gradativa diferença entre os acoplamentos modais, mudando a forma de interação entre as partes retas e a parte curva do tubo pela diferença de angulação. Por exemplo o tubo reto, que possui modos longitudinais como melhores contribuintes do fluxo de potência, comparado ao tubo com 90° de curvatura, cuja melhor forma de transmitir energia é um acoplamento entre um modo flexural e um longitudinal, mostra que a região destas altas amplitudes ocorrerão em frequências diferentes.

A concordância do espectro entre tubos pressurizados e sem pressão difere do esperado pelas conclusões da Seção 5. Prevvia-se que uma pressão interna trouxesse modos de flexão para uma frequência mais baixa, mas isso não ocorreu. Essa diferença pode estar associada às novas condições de contorno às quais os tubos foram submetidos.

6.1.2 Análise dos Esforços no Fluxo de Potência Vibratória para a Carcaça

Após uma visão macroscópica sobre o comportamento do fluxo de potência com relação à variação das curvaturas, observando o deslocamento das frequências numa taxa praticamente uniforme, vale aprofundar em como o espectro desse fluxo de potência está distribuído em cada uma delas.

Ao observar a Figura 6.3 do fluxo de energia do tubo reto sem pressão, percebe-se a presença de três contribuições principais em 1385 Hz, 2775 Hz e 4130 Hz. Entre as duas últimas, verifica-se um nível de fluxo mais elevado no espectro, de onde atribui-se a interação entre os modos de vibração do tubo e da carcaça. Nestas regiões de maior energia transferida, as formas modais do tubo possuem algum tipo de movimento longitudinal na direção da parede da carcaça, corroborando inclusive a componente de maior fluxo ser da força de translação na direção x (normal à superfície da região de interseção com na carcaça).

Os antipicos vistos em 554 Hz, 4686 Hz e 4770 Hz estão relacionados aos modos de vibração flexurais. A primeira frequência é respectiva à uma forma modal semelhante à de 4ª ordem, num plano diagonal aos xz e xy . As duas últimas estão próximas de um único modo de flexão na região de 4700 Hz, semelhante à uma forma modal de 8ª ordem, no plano xz horizontal em relação à orientação da carcaça.

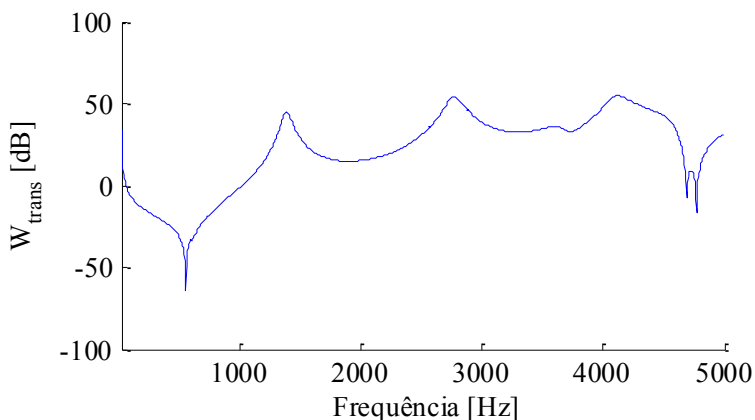


Figura 6.3 - Fluxo de potência vibratória total do tubo reto de 20 cm para a carcaça, sem pressão.

Ao analisar o fluxo com curvatura de 45° superposto ao do tubo reto (Figura 6.4), verifica-se a persistência de alguns picos na frequência porém as formas modais são diferentes. Um exemplo é o pico em 1385 Hz que, no tubo reto, está relacionado com um modo longitudinal e na curvatura de 45° , com um modo flexural diferente, onde há um deslocamento longitudinal dos nós mais próximos à interseção. O mesmo comportamento ocorre para uma curvatura de 90° (Figura 6.5).

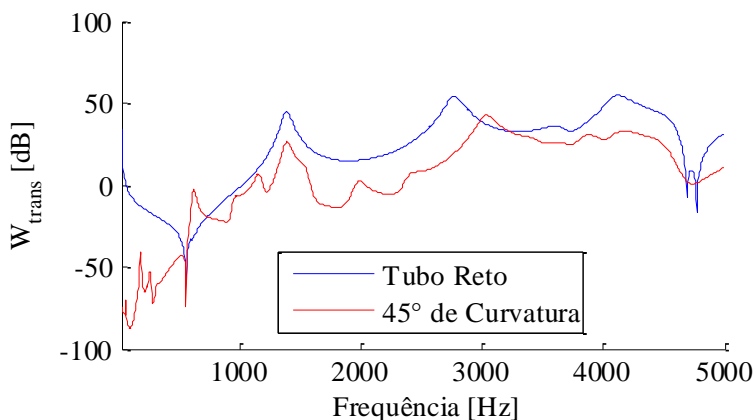


Figura 6.4 - Fluxos de potência vibratória do tubo reto de 20 cm vs. tubo com curvatura de 45° , ambos sem pressão.

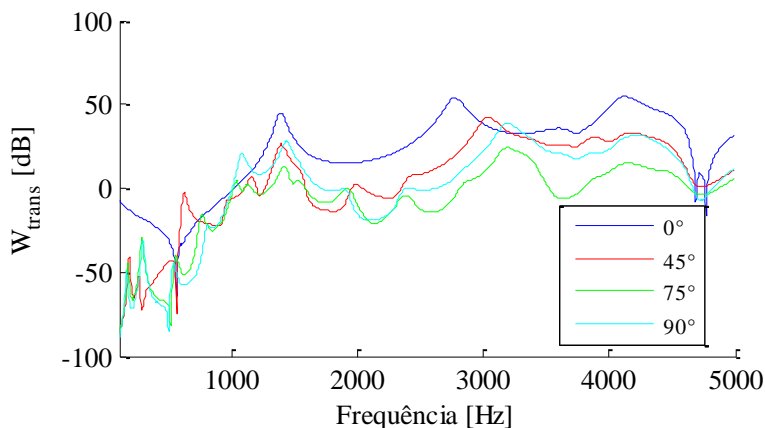


Figura 6.5 – Fluxos de potência vibratória sobrepostos para tubo reto, com curvatura de 45°, 75° e 90°, sem efeito de pressão. Comparação das amplitudes dos fluxos de potência, com a curvatura de 75° resultando na menor transmissão de energia vibratória.

A maior atenuação relacionada com a curvatura é encontrada no tubo de 75°. Dos casos testados, é a angulação que melhor consegue distribuir o fluxo no espectro e inibir acoplamentos modais, principalmente nos longitudinais da porção reta mais próxima da carcaça. Lembra-se que estes modos são os que melhor transmitem potência vibratória.

Este comportamento analisado em banda estreita permite concluir que a curvatura influencia, de um modo geral, na distribuição da energia no espectro, dando a possibilidade de controlar o deslocamento de picos do fluxo de potência. Esse deslocamento e/ou distribuição do fluxo de potência está atrelado ao acoplamento de modos de vibração das partes retas com a parte curva dos tubos, e com a vibração da carcaça. É interessante notar também que algumas curvaturas inibem a transmissão de energia por promover a dissipação de energia na própria estrutura. Portanto, busca-se a concepção de uma geometria que distribua o fluxo evitando os modos da carcaça e minimizando a transmissão de energia.

Com relação à pressão interna, pode-se afirmar que a diferença da amplitude numa média de duas ordens de grandeza é considerável, porém pouca diferença é notada quando as unidades estão em decibéis (Figura 6.6). Vale a pena frisar que essa diferença não é somente para um nível mais alto de fluxo de energia. Por exemplo, para um tubo reto, nas regiões de 10 Hz a 1385 Hz e 2775 Hz a 4130 Hz, a transmissão de potência é menor num tubo pressurizado do que num sem pressão. A consideração

de um efeito de pressão interna de 13 bar pode estar inibindo a vibração do tubo nestas regiões de frequências, o que é interessante pois diminui a potência transferida para a carga. O comportamento é semelhante ao observar a Figura 6.7, para 45° de curvatura. A região de maior atenuação promovida pela pressão está de 620 Hz a 1385 Hz (2,5 dB), e 3050 Hz a 4160 Hz (0,5 dB).

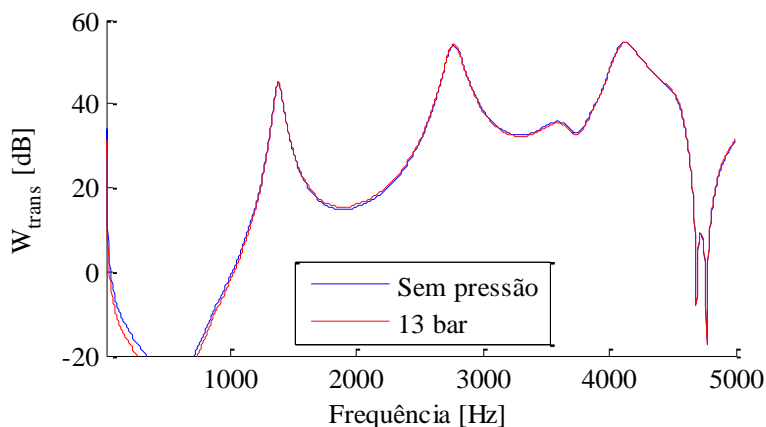


Figura 6.6 – Fluxo de potência vibratória entre tubo reto. Consideração de 13 bar de pressão interna e Sem pressão.

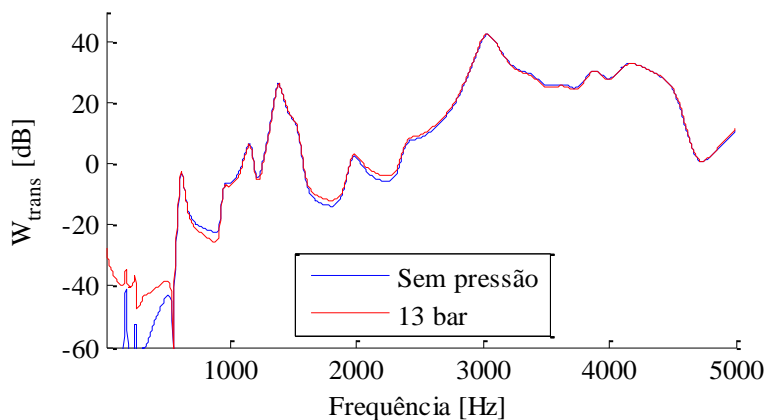


Figura 6.7 - Fluxo de potência vibratória de um tubo com 45° de curvatura. Consideração de 13 bar de pressão interna e Sem pressão.

Fora destas regiões, a pressão interna de 13 bar promove o aumento das amplitudes, foco para as baixas frequências, até 554 Hz (primeiro antipico), cujo acréscimo é bastante significativo.

Na sequência, serão apresentadas as peculiaridades relacionadas com os fluxos de potência específicos de cada componente de força e momento, em bandas de terço de oitava.

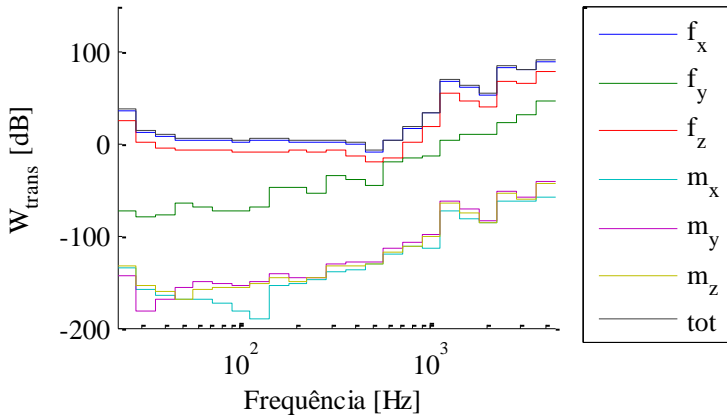


Figura 6.8 - Fluxo de potência vibratória para tubo reto de 20 cm fixado no super-elemento da carcaça, sem efeito de pressurização.

Pode-se observar na Figura 6.8 e posteriores, que o fluxo de potência vibratória possui sua contribuição principal na força de translação na direção x , quase perpendicular à parede da carcaça no ponto de interseção.

Os momentos possuem uma pequena parcela na composição do fluxo de potência, porém não configuram influências significativas quando comparadas às forças, sendo portanto desprezíveis.

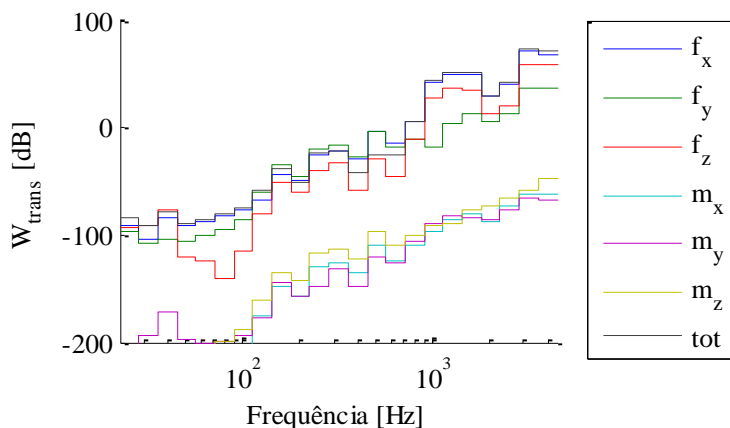


Figura 6.9 - Fluxo de potência vibratória para tubo com 90° de curvatura, 3 cm de raio, fixado no super-elemento da carcaça, sem efeito de pressurização.

Lembra-se da importância dos modos da carcaça, acima dos 3 kHz, cuja influência é bastante presente nos fluxos em banda de terço. Inclusive, a Figura 6.9 mostra que o fluxo de potência do tubo com curvatura de 90° tem um caráter crescente, até culminar na maior amplitude na banda de 3 kHz.

As mudanças mais significativas ocorrem com a análise detalhada das contribuições dos fluxos de potência para tubos sofrendo efeito de pressão interna, pois o aumento geral das amplitudes modifica qual a força ou momento de maior contribuição para o fluxo total. Como exemplo, a Figura 6.11 mostra o tubo reto com pressão interna de 13bar, donde suas três primeiras bandas de terço possuem contribuições maiores da força na direção y e nas bandas 4° e 5° da força na direção z .

Mesmo com a mudança no comportamento das contribuições específicas, ainda verifica-se uma predominância da força translacional na direção x , e da baixa influência dos momentos. Com o aumento da curvatura, a força na direção y diminui nas baixas frequências (até 200 Hz). Ao analisar também uma progressão das curvaturas em banda de terço de oitava, nota-se o deslocamento das amplitudes no espectro, com bandas de grandes amplitudes sendo “puxadas” para frequências mais altas.

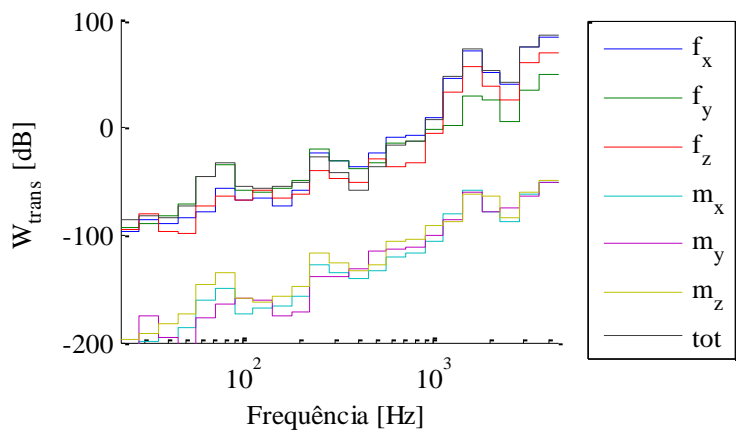


Figura 6.10 – Fluxo de potência vibratória para carcaça, de um tubo com 180° de curvatura e 3 cm de raio. Sem pressão.

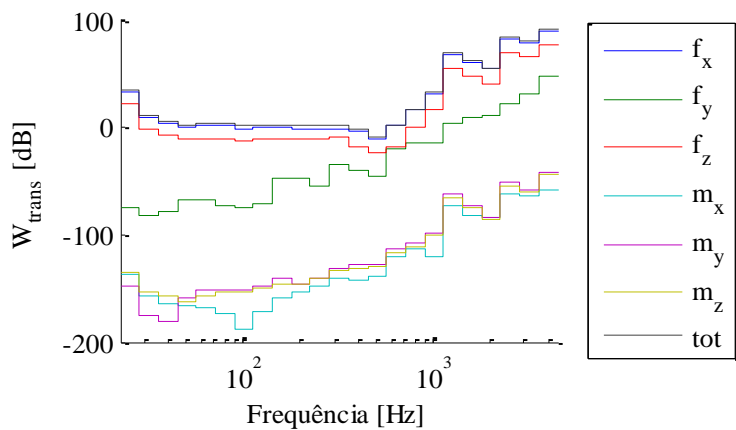


Figura 6.11 - Fluxo de potência vibratória para tubo reto de 20 cm fixado no super-elemento da carcaça, com pressão interna de 13 Bar.

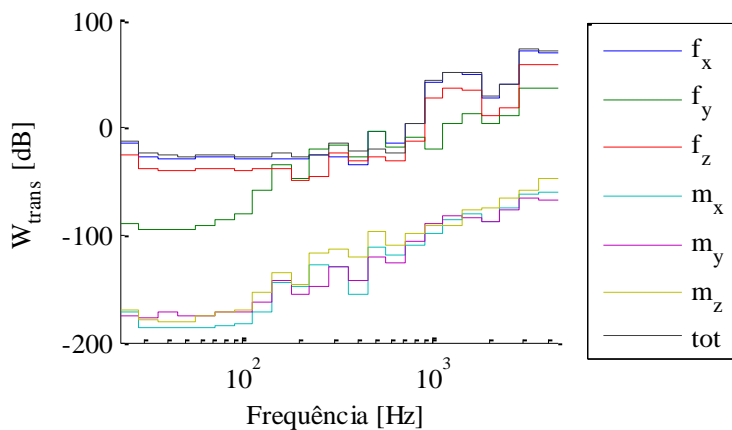


Figura 6.12 - Fluxo de potência vibratória para a carcaça do tubo com 90° de curvatura e 3 cm de raio. 13 bar de pressão interna.

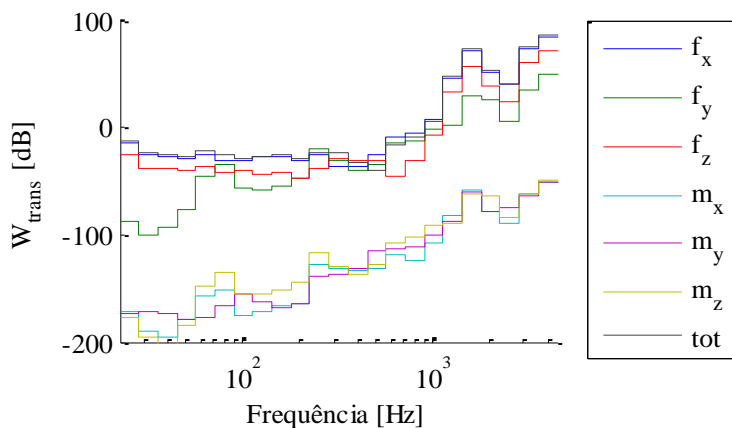


Figura 6.13 – Fluxo de potência vibratória para a carcaça do tubo com 180° de curvatura e 3 cm de raio. 13 bar de pressão interna.

6.2 CONCLUSÕES SOBRE CURVATURAS

A respeito do fluxo de potência vibratória, pode-se inferir que a maior contribuição parte da força na direção perpendicular à parede da carcaça. Como a normal no ponto de interseção entre tubo e carcaça está

praticamente paralela ao eixo x , as maiores contribuições são proporcionais à força em x , mesmo com diferentes curvaturas.

Com relação ao deslocamento das maiores amplitudes dos fluxos de potência, observou-se uma tendência praticamente linear. Análises modais dos tubos também verificaram que os picos de maiores amplitudes localizavam em frequências próximas aos modos de vibração longitudinais ou com uma translação em x próximo à interface.

Verificou-se também que, nas frequências dos modos de pulsação, o fluxo de potência vibratória é pequeno, fato importante para a aplicação em compressores. Isto pois a vibração causada pela pulsação da descarga é uma importante fonte de ruído para o sistema, e sabendo que modos de pulsação não são importantes na transmissão de potência para a carcaça caracteriza-se um aspecto positivo.

Observou-se que, ao adicionar o efeito de pressão interna, somente a amplitude total do fluxo foi alterada, mantendo os picos nas mesmas frequências. Este fato vai de encontro às conclusões da Seção 5, porém acredita-se ter acontecido por causa das condições de contorno diferentes. Em relação à alteração da amplitude, algumas regiões do espectro foram ampliadas enquanto que outras foram diminuídas, porém não aparentou ter uma relação direta e trivial.

Por fim, pôde-se verificar que a região de maior fluxo de potência foi justamente a de maior densidade modal da carcaça e dos tubos.

6.3 COMPARAÇÃO TUBO BUNDY VS. POLÍMERO

O objetivo deste item é analisar o fluxo de potência vibratória do tubo de descarga feito com aço cobreado (“*bundy*”) e com PTFE. Todas as simulações desta seção consideraram as propriedades mecânicas do *bundy* como sendo: módulo de elasticidade $E = 195$ GPa, fator de perda $\eta = 0,01$, densidade $\rho = 7800$ kg/m³ e coeficiente de Poisson $\nu = 0,3$. As propriedades do PTFE foram $E = 0,7$ GPa, fator de perda $\eta = 0,027$, densidade $\rho = 2175$ kg/m³ e coeficiente de Poisson $\nu = 0,45$. Com relação à geometria, ambos os materiais foram modelados conforme malha típica de um tubo de descarga (Figura 6.14).

O tubo feito de aço foi simulado com espessura de 0,52 mm, o feito de PTFE com 1,5 mm. O tamanho máximo de elemento contido nessa malha mede 0,67 mm, atendendo ao critério de 10 elementos por comprimento de onda, para as análises com frequência máxima de 5kHz. Considerou-se o tubo sem pressão e com pressão interna de 13 bar.

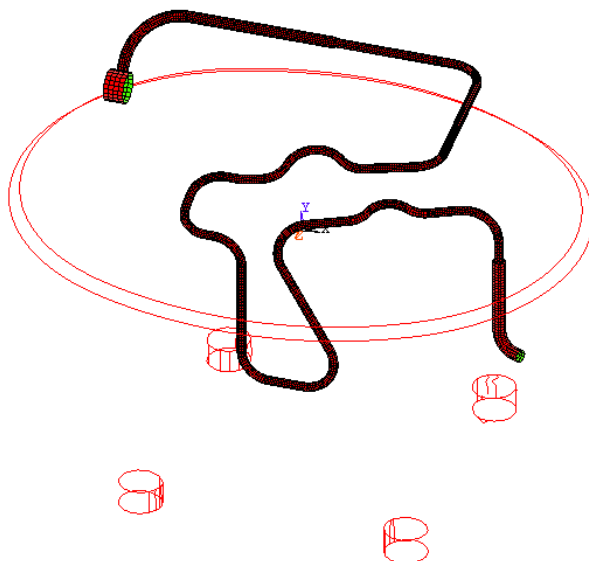


Figura 6.14 –Geometria típica de um tubo de descarga de um compressor hermético, sem bomboloto (câmara de expansão). As linhas vermelhas representam a carcaça numa forma simplificada.

Observando a Figura 6.15, já percebe-se uma grande diferença no fluxo de potência ao utilizar o PTFE.

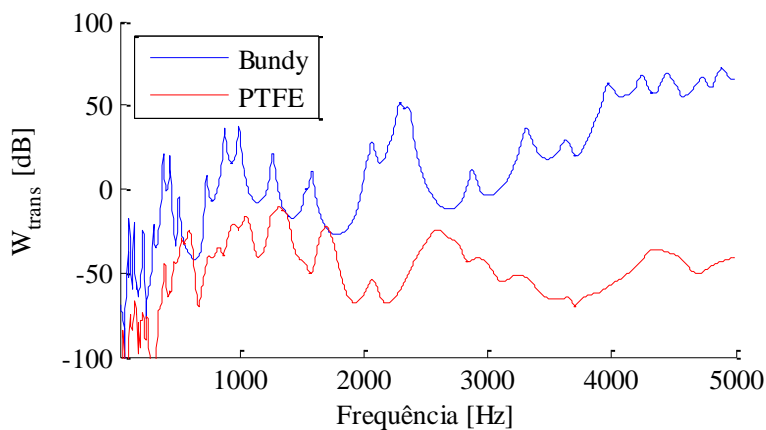


Figura 6.15 - Fluxo de potência vibratória dos tubos de aço cobreado e PTFE com geometria típica de um tubo de descarga de compressor hermético. Sem pressão interna.

Nota-se ainda que as altas frequências, próximas as modais da carcaça, acima de 3 kHz, são atenuadas em relação ao tubo *Bundy*. Nas regiões de baixa frequência (abaixo de 2 kHz), ainda é observável um acúmulo de picos, inclusive ambos PTFE e aço possuindo uma certa semelhança nas frequências de maior fluxo. Mesmo assim, o PTFE é bem sucedido em diminuir a transmissão de energia vibratória.

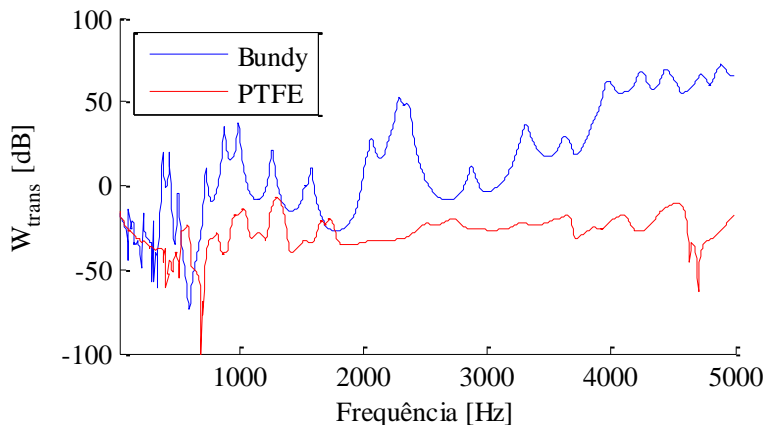


Figura 6.16 - Fluxo de potência vibratória dos tubos de aço cobreado e PTFE com geometria típica de um tubo de descarga de compressor hermético. 13 bar de pressão interna.

A expectativa era que o fluxo de potência vibratória do PTFE se mostrasse categoricamente menor em relação ao aço, e esta assertiva foi corroborada. Todavia deve-se levar em consideração que a confecção de um tubo de descarga de plástico necessita de paredes mais espessas para prover a integridade estrutural.

Analisando a Figura 6.16, verifica-se ainda que o PTFE possui um comportamento quase constante no espectro, de 2 kHz a 3500 Hz. Esta é uma informação bastante promissora para o emprego do novo, já que a parte plana do espectro trará a possibilidade de “isolar” a atuação da carcaça, promovendo um melhor conhecimento do controle de vibração da mesma.

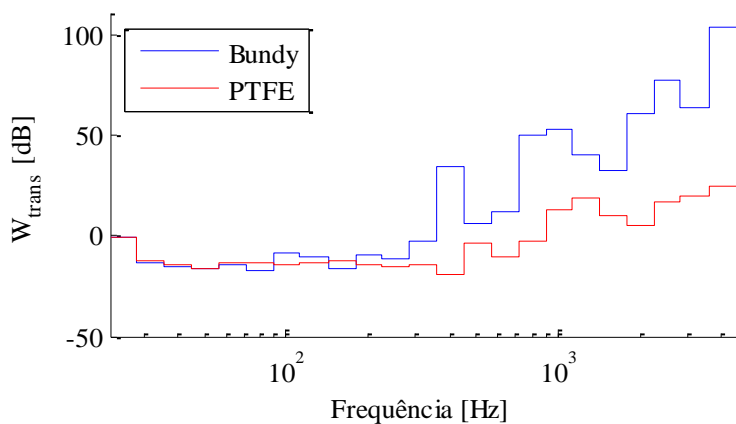


Figura 6.17 - Fluxo de potência vibratória total dos tubos de aço cobreado e PTFE, com geometria típica de um tubo de descarga, com 13 bar de pressão interna. Banda de terço de oitava.

Na Figura 6.17 fica evidente a diminuição do fluxo de potência vibratória para a carcaça, quando o tubo é feito de PTFE, principalmente nas altas frequências.

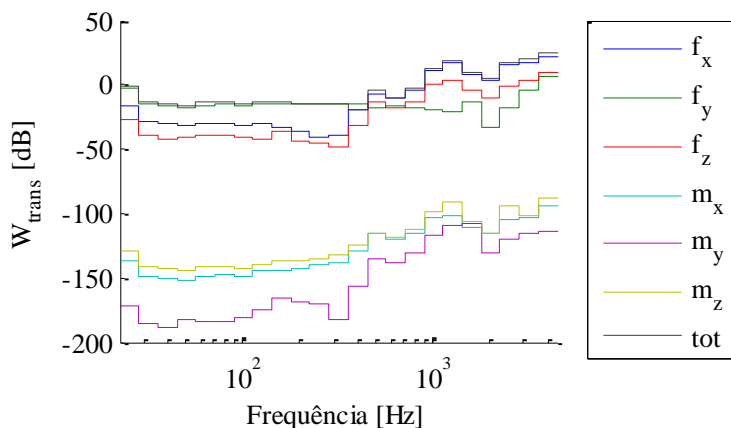


Figura 6.18 - Fluxo de potência vibratória de cada componente contribuinte. Usando geometria de um tubo de descarga típico feito de PTFE.

As simulações referentes à separação das componentes que mais se destacam no fluxo de potência tiveram uma leve diferença, por causa da fixação do tubo de descarga. Abaixo de 300 Hz fica evidente a atuação da força na direção y . Essa é uma tendência que aparece em todos os fluxos. Acima disto, a força em x volta como maior contribuinte para a transmissão de energia.

7 POTÊNCIA SONORA RADIADA

Sendo o objetivo final do trabalho o controle do ruído emitido pelo compressor, a comparação mais adequada é da potência sonora radiada pela carcaça do compressor, quando esta é excitada pelo tubo de descarga. Portanto, o presente capítulo discorre sobre estas análises do nível de potência sonora radiada em caráter comparativo. A idéia é simular e comparar o nível de potência sonora radiada por um compressor em funcionamento com descarga de aço cobreado e de PTFE.

Estas simulações foram feitas em duas etapas. A primeira diz respeito à resposta forçada baseada na análise modal, para o comportamento estrutural da carcaça às forças atuantes, nos nós de interseção com o tubo de descarga. Na sequência, o resultado estrutural alimentou uma análise acústica cuja resposta é a potência sonora radiada pela carcaça (análise feita usando mesmo software comercial das simulações harmônicas anteriores). As forças aplicadas nos nós de interseção da carcaça com o tubo de descarga foram obtidas nas análises da seção anterior, referentes ao fluxo de potência vibratória, e remetem aos tubos de aço e PTFE, sem e com pressão interna de 13 bar. Lembra-se que os tubos foram excitados em sua extremidade livre (bocal do cabeçote) nas três direções x , y e z por deslocamentos de 1 mm (x e z) e 0,5 mm (y) (vide Figura 6.14). O software utilizado foi o Virtual.Lab, revisão 11.

Vale ressaltar que a potência radiada descrita aqui não é efetivamente a potência sonora real radiada por compressor, pelo fato da pressão de referência ter sido arbitrariamente escolhida como um valor unitário. Como o trabalho respaldou-se com o cunho comparativo ao invés de simulacro de um nível de potência sonora “real” do sistema, esta alteração é perfeitamente factível.

Primeiramente, os tubos de descarga feitos com aço e PTFE, sem pressão interna, têm suas contribuições para a potência radiada pela carcaça ilustrada em banda estreita. Com esta representação, observa-se que o comportamento de ambas as curvas é semelhante, porém visivelmente o PTFE é sempre menor, como mostrado na Figura 7.1. A Figura 7.2 contém as mesmas informações da anterior, porém representada em bandas de terço de oitava. Fica claro então que a média de potência radiada ainda é maior para o tubo de descarga de aço cobreado.

Essa mesma tendência é verificada para os níveis de potência radiada, quando os tubos são excitados com pressão interna de 13 bar. O

comportamento se mantém também em relação à constância dos picos na frequência em relação aos tubos sem pressão. Ou seja, há apenas um ganho na amplitude, porém não há mudanças significativas na frequência (Figura 7.3 e Figura 7.4). Pode-se observar novamente que este ganho de amplitude pode ocultar alguns picos menores.

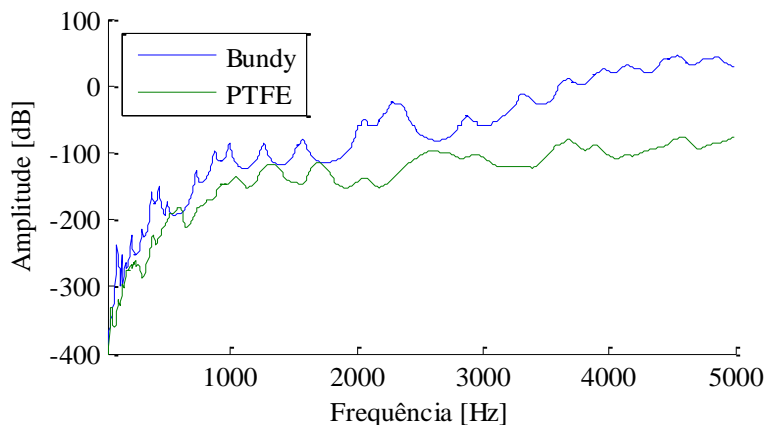


Figura 7.1 - Potência sonora radiada pela carcaça do compressor quando a mesma é submetida a forças de um tubo de descarga feito com aço e com polímero. Sem pressão.

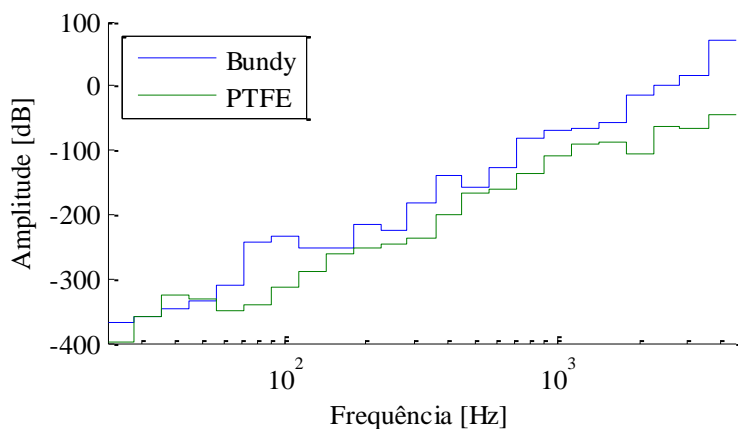


Figura 7.2 - Potência sonora radiada pela carcaça do compressor, com tubos sem pressão interna, ilustrado em bandas de terço de oitava.

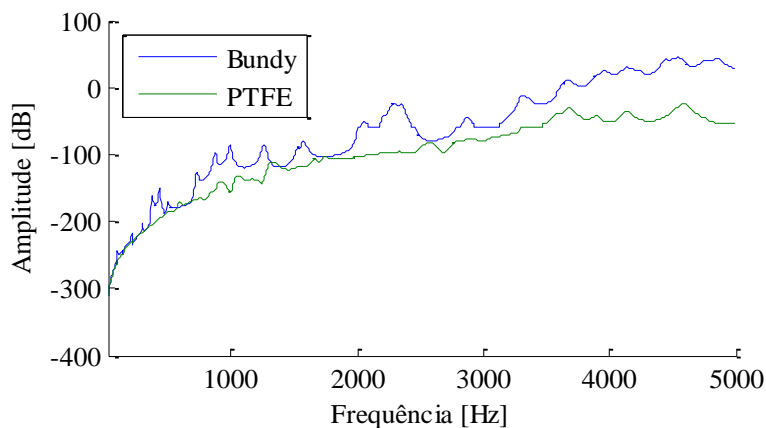


Figura 7.3 - Potência sonora radiada pela carcaça do compressor quando a mesma é submetida à forças de um tubo de descarga feito com aço e com polímero. Tubos pressurizados com 13 bar.

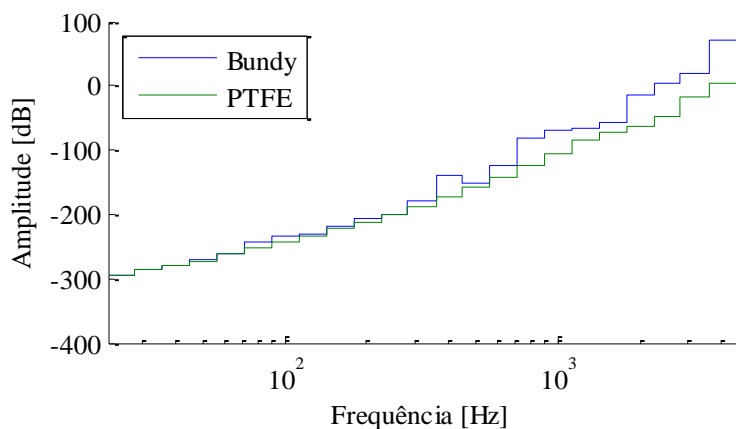


Figura 7.4 - Potência sonora radiada pela carcaça do compressor, tubos com 13 bar de pressão interna, ilustrado em bandas de terço de oitava.

Uma análise mais criteriosa da Figura 7.4 revela que o tubo de PTFE, diminui a potência sonora radiada do sistema. A Figura 7.5 mostra

a variação no nível de potência sonora radiada em banda de terço de oitava.

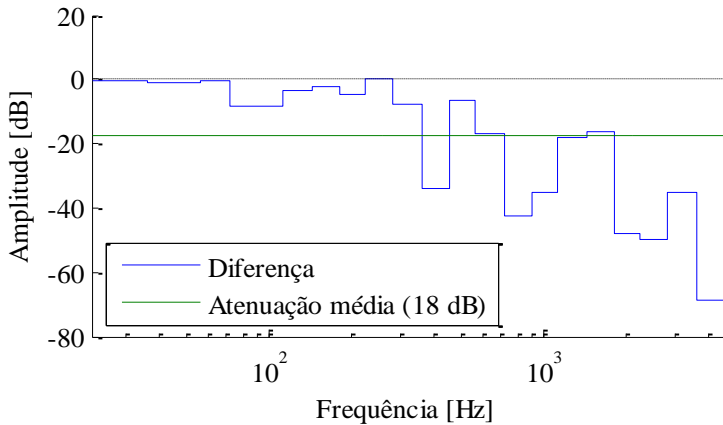


Figura 7.5 - Diferença dos níveis de potência sonora radiada do PTFE em relação ao Aço Cobreado por banda de terço de oitava, ambos com pressão interna de 13 bar, e valor médio aritmético.

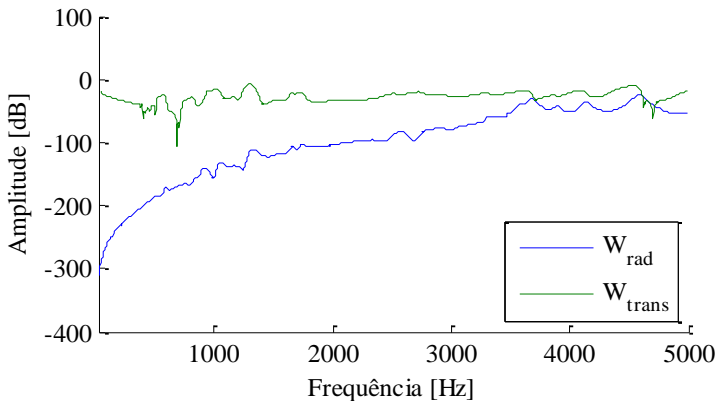


Figura 7.6 - Potência sonora radiada pela carcaça e fluxo de potência vibratória do tubo para a carcaça. Caso considerado: aço cobreado sem pressão.

Conclui-se que a utilização do polímero reduz o nível de potência sonora total em aproximadamente 16 dB em relação ao metal. Mesmo assim, aconselha-se levar em consideração outros componentes no

projeto do compressor, para verificar se estas bandas estão associadas com outras frequências naturais.

A variação sonora da carcaça pode ser melhor avaliada comparando com a potência transferida pelo tubo para a mesma. A observação da Figura 7.6 permite inferir que os picos do fluxo de potência vibratória influenciam diretamente na potência sonora radiada. Fica mais evidente também a participação dos modos da carcaça, já que alguns, mesmo não se manifestando no fluxo de potência, tiveram grandes amplitudes na radiação, como ocorre de 3363 Hz em diante.

Este resultado é ainda mais interessante se justaposto à curvas de percepção auditiva de uma pessoa genérica saudável. Como o trabalho foi motivado pela busca do conforto, saber que o ser humano é mais susceptível à ruídos acima de 400 Hz, e que a sensibilidade ainda é aguçada para frequências de 3 kHz (vide Figura 7.7), o PTFE acaba tendo uma participação excelente na redução da percepção final deste ruído, atingindo de forma eficiente o quesito “conforto”.

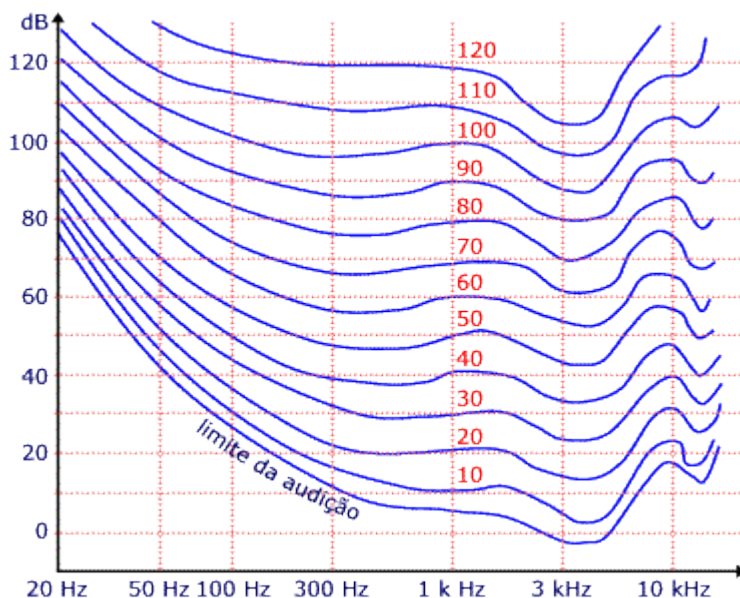


Figura 7.7 - Curvas isofônicas representando a percepção sonora de um ser humano ao ser submetido à ruídos de diferentes potências (Netto, 2012).

8 CONCLUSÕES FINAIS E SUGESTÕES

O presente trabalho investigou a utilização de um material polimérico para confecção do tubo de descarga de um compressor hermético típico. Elegeu-se o Politetrafluoretileno (PTFE), dentre outros aptos à aplicação, pela facilidade de obtenção para análise e pelo custo do material ser menor em relação aos demais materiais disponíveis. Os critérios avaliados para essa escolha foram as propriedades mecânicas, a composição química, para que não reagisse com o gás refrigerante R-134A, e o custo.

A determinação das propriedades mecânicas dinâmicas foi conduzida em amostras de PTFE na forma de tubos com 139,51 mm e 86,65 mm de comprimento, com resultados próximos aos encontrados na literatura, por ajuste de modelos de vigas Timoshenko e MEF, numa faixa de frequência de 10 Hz a 5000 Hz. O módulo de elasticidade caracterizado foi considerado constante com a frequência, igual a 0,7 GPa. O fator de perda η , também considerado constante com a frequência, apresenta valor igual a 0,03. A caracterização dessas propriedades também foi realizada considerando a variação da temperatura. Esta variou de 0°C a 50°C, com intervalos de 5°C, na faixa de frequência de 10 Hz a 2000 Hz, sendo os parâmetros ajustados pelo método de elementos finitos. Desta forma foi obtido um nomograma de frequência reduzida. Entretanto, vale frisar que a faixa de temperatura dos ensaios não foi suficiente para atingir a transição vítrea do material, sendo assim pouco seguro afirmar sobre seu comportamento numa situação real de trabalho, em que a temperatura chega a 130°C.

Previamente à caracterização do material, uma comparação entre modelos analíticos e numéricos foi realizada. Constatou-se que a teoria de vigas Euler-Bernoulli, por não considerar efeitos de inércia rotatória nem de deformações por cisalhamento, apresenta uma discrepância elevada em relação aos outros modelos, super-estimando a frequência natural dos modos de flexão da viga. Já a teoria de Timoshenko se mostra adequada até certa região do espectro de frequências, quando os termos de correção de inércia e cisalhamento fazem com que as frequências naturais diminuam com o aumento da ordem dos modos, indo de encontro com a prática. Foram simulados também modelos numéricos com malhas compostas de elementos tipo *PIPE* e *SHELL*, o primeiro testado com três tipos diferentes de função-base (linear, quadrática e cúbica). A diferença entre estes foi desprezível, ponderando apenas a vantagem do elemento

tipo *PIPE* com função-base linear pelo baixo custo computacional. Para outras simulações decidiu-se utilizar o elemento *SHELL* pela facilidade de uso.

Buscou-se entender os efeitos da pressurização no aspecto vibratório do tubo. A análise foi pautada no conceito da força axial efetiva, cuja premissa visa a simplificação dos cálculos sobre pressão em cálculos referentes à força axial. A abordagem consistiu em analisar um tubo biapoiado de 30 cm excitado com pressão e com a força axial equivalente à pressão, usando modelos analítico e numérico. Os resultados foram satisfatórios no que tange à precisão do conceito da força axial, verificando-se uma diferença de apenas 6% entre os modelos numéricos. Observou-se também que pressão interna possui uma força axial equivalente compressiva e tende a diminuir as frequências naturais dos modos de flexão até o limite no qual a estrutura é incapaz de vibrar. A este limite atribui-se o efeito de flambagem. Em contrapartida, pressão externa possui uma força axial equivalente tensora, e tende a aumentar as frequências dos modos de flexão até o limite do rompimento da estrutura.

Na sequência, foi analisado o efeito da curvatura no fluxo de potência vibratória do tubo para a carcaça. Foi testado um conjunto de curvaturas sequenciadas, de 0° a 90°, intervalos de 15°, e uma de 180°, todas com raio igual a 30 mm. O comprimento total dos tubos encurvados media 200 mm. As simulações consideraram o conjunto sem pressão e com pressão interna de 13 bar. Os resultados mostraram que as curvaturas tendem a deslocar as frequências de maior fluxo de potência vibratória, alterando o nível total. Verificou-se que a adição de pressão interna altera sistematicamente as amplitudes de fluxo, porém não muda a forma do espectro. Com isso pode-se observar um possível “mascaramento” de algumas frequências, ao que foi atribuído um enrigecimento da estrutura, que inibe determinados modos de transmitir energia. Nesta seção também foram comparados o aço cobreado e o PTFE como materiais constituintes de um tubo de descarga típico. Resultados mostram que o nível total do fluxo de potência vibratória do PTFE é menor do que o do aço cobreado.

Ao último capítulo, da potência sonora radiada, concluiu-se que o fluxo de potência vibratória está diretamente ligado à potência sonora radiada, porém esta relação não é linear. Os níveis de radiação também mostram com clareza os picos modais da carcaça, dando subsídios para inferir a respeito da importância destes modos de vibração. Observou-se que o nível global de potência radiada referente ao polímero é em média 17 dB menor que o nível global de potência radiada do metal, mas esta afirmação exige cautela, pois há faixas de frequência que o tubo de PTFE

possui níveis maiores que o aço. Logo, é um dado a ser considerado em projeto, lembrando que este trabalho considerou apenas a interação tubo de descarga com a carcaça. Estas análises foram conduzidas considerando dimensões práticas para os componentes.

A partir dos dados obtidos pode-se considerar o PTFE como um candidato em potencial para substituir o aço cobreado, do ponto de vista vibro-acústico. Porém alguns aspectos ainda necessitam ser abordados para a completa viabilidade de projeto.

Um ponto importante a ser verificado na caracterização do material é o alcance da temperatura de transição vítrea. Propõe-se utilizar uma câmara térmica que ultrapasse os 100°C para seus ensaios, ou buscar a determinação do material por outros meios como DMA (*dynamic mechanical analysis*).

Ainda relacionado à caracterização do material, sugere-se a verificação do coeficiente de Poisson e da densidade do material. Esses dados foram obtidos da literatura. A confirmação destas informações seria essencial para corroborar a veracidade dos dados obtidos.

As simulações referentes à potência sonora radiada só consideraram pressão hidrostática nos tubos. O espectro das respostas com certeza alteraria ao considerar forças pulsantes na descarga, sempre visando simular o compressor típico em funcionamento de forma realista.

Recomenda-se também analisar novas geometrias para o tubo de descarga de PTFE. O uso de algoritmos de otimização podem ser bastante úteis nesta análise.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- [1] P. Henklein, “Análise de Ensaio de Desempenho de Compressores Herméticos durante o Transitório [Dissertação],” Florianópolis, 2006.
- [2] G. Bratti, “Determinação do Amortecimento de Paineis Aeronáuticos com Material Viscoelástico [Dissertação],” Florianópolis, 2011.
- [3] W. D. Callister, *Materials Science and Engineering: An Introduction*, 7th ed., John Wiley and Sons INC., 2007.
- [4] S. V. Canevarolo Jr., *Ciência dos Polímeros: Um texto básico para tecnólogos e engenheiros*, 2ª ed. rev. e amp ed., São Paulo, SP: Artliber, 2006.
- [5] S. L. Rosen, *Fundamental principles of polymeric materials*, 2nd ed. ed., New York: J. Wiley, 1993.
- [6] R. B. Seymour, *Polymers for Engineering Applications*, [s.l.]: ASM International, c1987.
- [7] I. Bringhenti, “Modelo Vibroacústico do Gabinete de um Refrigerador [Dissertação],” Florianópolis, 2012.
- [8] ASTM International, “ASTM D638: Standard Test Method for Tensile Properties of Plastics.,” 2010.
- [9] S. P. Timoshenko, D. H. Young e W. J. Weaver, *Vibration Problems in Engineering*, 4th ed., New York: John Wiley & Sons, 1974.

- [10] Heckl, Cremer e Ungar, *Structure-Borne Sound*, Berlin: Springer-Verlag, 1988.
- [11] “MIDAS/Gen Analysis Reference Manual”.
- [12] Ansys, Inc., *Theory Reference for the Mechanical APDL and Mechanical Applications*, 12.1 ed., P. Kohnke, Ed., Canonsburg, 2009.
- [13] V. L. Gouveia, “Fluxo de Energia Vibratória Através da Base de Fixação de Máquinas para a Estrutura de Plataformas Offshore [Dissertação],” Florianópolis, 2003.
- [14] E. Baars, “Fluxo de Potência Vibratória em Componentes Estruturais tipo Barras e Vigas [Dissertação],” Florianópolis, 1996.
- [15] D. Staub, “Análise do Fluxo de Energia Vibratória entre Componentes Estruturais Típicos de uma Plataforma de Extração de Petróleo [Dissertação],” Florianópolis, 2013.
- [16] O. Fyrileiv e L. Collberg, “Influence of Pressure in Pipeline Design - Effective Axial Force,” em *24th International Conference on Offshore Mechanics and Arctic Engineering*, Halkidiki, 2005.
- [17] A. Leissa, *Vibration of Shells*, A. I. o. Physics, Ed., Columbus: Acoustical Society of America, 1993.
- [18] D. C. Wiggert e A. S. Tijsseling, *Fluid Transients and Fluid-Structure Interaction in Flexible Liquid Filled Piping*, vol. 54, American Society of Mechanical engineers, 2001.

- [19] J. C. Wachel, S. J. Morton e K. E. Atkins, "Piping Vibration Analysis," em *19th Turbomachinery Symposium*, 1990.
- [20] J. C. Snowdon, *Vibration and Shock in Damped Mechanical Systems* [Hardcover], John Wiley and Sons INC, 1968.
- [21] L. Rayleigh, *The Theory of Sound*, vol. 1, London: Macmillan, 1877.
- [22] M. Petyt, *Introduction to Finite Element Vibration Analysis*, 2nd ed., Cambridge, 1998.
- [23] M. P. Paidoussis, "Fluid-Structure Interactions: Slender Structures and Axial Flow," *Academic Press*, vol. 1, 1998.
- [24] M. J. S. Matos, "Estudo das Interações de Van der Waals no Contexto da Teoria Funcional da Densidade e Aplicações em Nanoestruturas," UFMG, Belo Horizonte, 2009.
- [25] T. Kvamsdal, C. B. Jenssen, K. M. Okstad e J. Amundsen, "Fluid-Structure Interaction for Structural Design".
- [26] R. A. Ibrahim, "Overviel of Mechanics of Pipes Conveying Fluids - Part I: Fundamental Studies," *Journal of Pressure Vessel Technology*, vol. 132, June 2010.
- [27] P. W. Hope e H. P. Olesen, "Brüel & Kjaer Application Notes. Pipe Vibration and Pressure Detection," Brüel & Kjaer.
- [28] A. G. T. J. Heinsbroek e A. C. H. Kruisbrink, *Fluid-Structure Interaction in Non-Rigid Pipeline Systems - Large Scale Validation Experiments*, Elsevier Science Pub, 1993.

- [29] M. Haddad e R. d. A. Sampaio, *Polímeros - Propriedades, Aplicações e Sustentabilidade na Construção Civil*, São Paulo: Escola Politécnica da Universidade de São Paulo, 2006.
- [30] Brüel e Kjaer, *Mechanical Vibration and Shock Measurements*, Naerum: Brüel & Kjaer, 1984.
- [31] L. L. Beranek e I. L. Vér, *Noise and Vibration Control Engineering - Principles and Applications*, 2nd ed., John Wiley and Sons INC., 1992.
- [32] J. S. Przemieniecki, *Theory of Matrix Structural Analysis*, New York: McGraw-Hill, 1968.
- [33] D. W. Van Krevelen, *Properties of Polymers: Their correlation with chemical structure; their numerical estimation and prediction from additive group contributions*, 3rd ed ed., Amsterdam; London; New York; Tokyo: Elsevier, 1990.
- [34] A. R. d. Silva, “Minimização do Fluxo de Potência Através do Tubo de Descarga de Compressores Herméticos [Dissertação],” Florianópolis, 2004.
- [35] ASTM International, “ASTM E756: Standard Test Method for Measuring Vibration-Damping Properties of Materials.,” 2010.
- [36] W. B. d. Medeiros Jr., “Caracterização Dinâmica Integrada de Elastômeros via Derivadas Fracionárias e Método GHM [Dissertação],” Curitiba, 2010.

APÊNDICE 1 – OBTENÇÃO AUTOMÁTICA DAS FREQUÊNCIAS NATURAIS A PARTIR DAS FRFS

As medições entregam dados agrupados em dois vetores, amplitude em função da frequência. O tamanho $f[x, y]$ desses vetores (quantidade de dados) depende da resolução na frequência escolhida na hora da medição. A idéia central do algoritmo é obter o valor máximo de amplitude A_1 dentro de um intervalo $f_1[x_1, y_1]$ donde $[x < x_1]$ e $[y_1 < y]$, e compará-lo com o valor máximo anterior A_2 (obtido pelo mesmo processo iterativo, num intervalo imediatamente anterior $f_2[x_2, y_2]$, onde $[y_2 = x_1]$; ou sendo A_2 um valor arbitrário muito baixo). Se $A_1 > A_2$, logo deduz-se que a curva está em ascensão, então atualiza-se o valor de A_1 à variável auxiliar para ser usado na próxima iteração como o novo A_2 . Caso contrário, se $A_1 \leq A_2$, deduz-se que a curva está constante ou tem inclinação negativa, e o último valor A_2 corresponde à amplitude de um possível pico da FRF analisada (se o intervalo $[x_i, y_i]$ for adequado). Portanto, guarda-se o índice da busca do vetor correspondente à A_2 , guarda-se também o valor de A_2 e a frequência correspondente à este índice, num novo *array* acumulador de resultados.

Ao final de todas as iterações, uma nova matriz com dimensões $[n \times 3]$ (n modos de vibração) será gerada, contendo índice, amplitude e frequências de ressonância.

APÊNDICE 2 – DETERMINAÇÃO AUTOMÁTICA DO AMORTECIMENTO PELO MÉTODO DA BANDA DE MEIA POTÊNCIA

Sendo A_α a amplitude máxima no índice α (amplitude na ressonância), desejam-se encontrar os valores de f_z (frequência) que fazem $A(f_z)$ ser igual (ou mais próximo) de $A_\alpha - 3dB$. Não se sabe qual a função $A(f)$, mas tem-se os pontos que a compõe num intervalo máximo de 1 a 6400 (tamanho do *array* “medição”), mas o limite máximo pode mudar. Logo, não se pode precisar f_z por métodos triviais de substituição de variáveis. Mas vale-se do algoritmo a seguir.

- **Encontrar índice ξ pela esquerda**

A idéia é procurar um índice ξ , a partir do índice α , que satisfaça a condição $A_\alpha - 3dB$; daí $A_\xi = A_\alpha - 3$. Como dificilmente (quase impossível) obter essa igualdade matemática, então deve-se testar em sucessivas iterações se a condição foi atendida (retornando ao final $f_z = f_\xi$), variando o valor de ξ ; e cessar caso ultrapasse os limites dos *arrays* ou da resolução em questão, retornando $f_z = 0$ nesses casos.

Faz-se então a definição

$$\xi = \alpha, \quad (8.1)$$

a partir disto, começa um ciclo que executará as iterações enquanto $A_\xi > A_\alpha - 3$, $\xi > 0$ e $\xi > (\alpha - r)$ forem verdade, como a seguir:

```
while ( (Aξ>Aα-3) && (ξ>0) && (ξ>(α-r)) )
    ξ = ξ-1;
end
```

Ao final deste ciclo, teremos três possibilidades: $\xi = 0$, $\xi = (\alpha - r)$ e ξ “válido” (caso tenha encontrado o valor de $A_\xi < A_\alpha - 3$). Tem-se que eliminar esta “dúvida” testando as duas possibilidades que “invalidam” ξ , fazendo $f_z = 0$ caso uma delas seja verdadeira:

```
if ( (ξ==0) || (ξ==(α-r)) )
    fz=0;
    ...
```

Se o valor de ξ é válido, passa-se a considerar os seguintes cálculos usando a equação de uma reta genérica:

$$A(f) = af + b, \quad (8.2)$$

donde pode-se tirar que:

$$a = \frac{A_{\xi} - A_{\xi+1}}{f_{\xi} - f_{\xi+1}}, \quad (8.3)$$

$$b = A_{\xi} - af_{\xi}, \quad (8.4)$$

e, fazendo $A(f_z) = A_{\alpha} - 3$, descobre-se o valor de f_z :

$$f_z = \frac{(A_{\alpha} - 3) - b}{a}. \quad (8.5)$$

- **Encontrar índice ξ pela direita**

Basta fazer a lógica do ciclo mudar para

```
while ( (Aξ>Aα-3) && (ξ<length(vetor)) &&
(ξ<(α+r)) )
    ξ = ξ-1;
end
```

e modificar as Equações (8.3) e (8.4) para:

$$a = \frac{A_{\xi-1} - A_{\xi}}{f_{\xi-1} - f_{\xi}}, \quad (8.6)$$

e

$$b = A_{\xi} - af_{\xi}. \quad (8.7)$$

Usando a mesma equação para determinar f_z , Eq. (8.5), e aí assim ter-se-á as frequências da banda relativas à 3 dB abaixo da amplitude na ressonância.

Finalmente, basta usar a Equação (2.3) para calcular o fator de perda η .

APÊNDICE 3 – BUSCA AUTOMÁTICA DO MÓDULO DE ELASTICIDADE COM BASE NAS FREQUÊNCIAS NATURAIS

O algoritmo de busca do módulo de elasticidade partiu do conceito de busca binária, onde há limites inferior e superior do módulo, e a média entre esses dois é o valor referência para a simulação. Caso a simulação da iteração n retorne valores de frequências naturais (Equações (3.10) e (3.18)) menores que as frequências experimentais, ajusta-se o limite superior da iteração $n+1$ para o valor da média da iteração n , e calcula-se um novo valor de referência. Caso contrário, altera-se o limite inferior, por saber que o módulo a ser ajustado tem que ser maior que o valor referência.

Esses passos são repetidos para que uma condição de diferença menor que 5% seja atendida, ou uma condição de número máximo de iterações seja ultrapassado (se não houver convergência).

